

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Katedra částí a mechanismů strojů**

**Návrh a konstrukce rámu a řízení motokáry**

**Design of a Kart Frame and Steering**

**Student:**

**Bc. Vít Šatný**

**Vedoucí diplomové práce:**

**doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

**Ostrava 2009**



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Návrh a konstrukce rámu a řízení motokáry

*Design of a Kart Frame and Steering*

**Student:** Bc. Vít Šatný  
**Studijní obor:** 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
**Specializace:** 3909T001-40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
**Pracoviště:** Katedra částí a mechanismů strojů – 347

### **Zásady pro zpracování:**

1. Proved'te průzkum stavu konstrukce rámu a řízení motokáry.
2. Navrhněte variantní řešení rámu a řízení a zhodno'tte jejich klady a zápory. Při práci spolupracujte s panem Ondřejem Drozdem, který bude řešit design a kapotáž motokáry.
3. Proved'te konstrukční řešení zvoleného typu rámu a řízení. Při řešení spolupracujte na řešení konstrukce pohonu motokáry prováděné panem Bc. Janem Šatným.
4. Proved'te pevnostní a dynamickou kontrolu namáhaných součástí.
5. Zpracujte podrobný sestavní výkres rámu a řízení včetně kusovníku a dle určení vedoucího práce také výrobní výkresy vybraných dílů. Sestavní výkres může být komplexní a společný s výše uvedenými řešiteli.

**Pokyny pro zpracování:**

**Rozsah práce:** cca 60 stran textu mimo přílohy.

Výkresová dokumentace dle zadání.

**Seznam doporučené literatury:**

BOHÁČEK, F.: *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. VUT Brno, 1987.

BOLEK, A. A KOL.: *Části strojů - svazek 1*. SNTL Praha, 1990.

NĚMEC, J. A KOL.: *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. SNTL Praha, 1989.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

FARANA, R. AJ.: *Zpracování závěrečných textů z oblasti automatizace a informatiky*. Včetně anglicko-českého slovníku automatizační techniky a řízení. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 116 s. ISBN 80-248-0557-X.

PETRUŽELKA, J.: *Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z www: <URL: <http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>>.

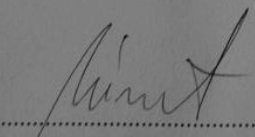
**Vedoucí diplomové práce:** doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

**Konzultant:**

**Datum zadání diplomové práce:** 21. listopadu 2008

**Akademický rok:** 2008/2009



  
.....  
**prof. Dr. Ing. Miloš Němček**  
vedoucí katedry

  
.....  
**prof. Ing. Radim Farana, CSc.**  
děkan

V Ostravě dne 21. listopadu 2008

### Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

### **Prohlašuji, že**

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledky obhajoby.

V Ostravě 22. 5. 2009

.....

podpis studenta

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Šatný, V., *Návrh a konstrukce rámu a řízení motokáry.*

Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB - TU

Ostrava, 2009.

Diplomová práce, vedoucí: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

Ve své práci jsem provedl kontrolu a návrh úpravy konstrukce a řízení motokáry. Pro získání relevantních zatěžovacích parametrů jsem provedl měření na vypůjčené motokáře, od firmy MZ-Kart. Na motokáru byly nainstalovány tenzometry, pro zjištění průběhů napětí, pomocí nichž a výpočetního programu ANSYS Workbench, byly zjištěny potřebné reakce působící na motokáru, v místě kontaktu kol s vozovkou. Z výsledků bylo lokalizováno kritické místo na rámu, které bylo následně upraveno a zkontrolováno. Při výpočtu statické bezpečnosti bylo zjištěno, že všechny kontrolované součásti vyhovují s dostatečnou bezpečností. Dynamická kontrola byla provedena na základě stupně poškození vycházející z amplitudové schematizace zátěžného spektra ohybového momentu metodou Rainflow.

## ANOTATION OF DIPLOMA THESIS

Bc. Šatný, V., *Design of Kart Frame and Steering.*

Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of

Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2009.

Supervisit: doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.

In my diploma thesis I did check and design some modification of kart frame and steering. I realized measure of relevant loading parameters on borrowed kart by MZ-Kart company. I have fitted up tensiometers on kart to get course of tension. Then through the ANSYS Workbench I get useful reactions impact on kart at the place of contact tires with track. From results I have localized critical place on kart frame. This place was modified and checked again. Static factor show, all controlled parts suit with enough safeness. Dynamic check was realized on basic degree of damage which come out from amplitude scheme of load spectra of torque with Rainflow method.

# OBSAH

<b>1.</b>	<b>MOTOKÁRA .....</b>	<b>11</b>
1.1.	ROZDĚLENÍ DLE KONSTRUKCE.....	11
1.2.	ROZDĚLENÍ DLE POHONU .....	13
1.3.	DALŠÍ DRUHY ROZDĚLENÍ .....	14
1.4.	ŘEŠENÁ MOTOKÁRA .....	16
<b>2.</b>	<b>CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE .....</b>	<b>17</b>
<b>3.</b>	<b>TEORETICKÉ STANOVENÍ ZÁTĚŽNÝCH PARAMETRŮ.....</b>	<b>18</b>
3.1.	VÝCHOZÍ PARAMETRY JÍZDY .....	18
3.2.	SVISLÉ A VODOROVNÉ SÍLY .....	18
<b>4.</b>	<b>PRAKTICKÉ OVĚŘENÍ ZÁTĚŽNÝCH PARAMETRŮ .....</b>	<b>26</b>
4.1.	ZÁKLADNÍ PRINCIP TENZOMETRIE .....	26
4.2.	ZAPOJENÍ TENZOMETRU A VÝPOČET – PLNÝ MOST .....	29
4.3.	ZAPOJENÍ TENZOMETRU – POLOVIČNÍ MOST .....	30
4.4.	VLASTNÍ MĚŘENÍ NAMÁHÁNÍ RÁMU .....	31
<b>5.</b>	<b>MĚŘÍTKA .....</b>	<b>36</b>
5.1.	REŽIM MĚŘENÍ.....	39
5.2.	VÝSLEDKY MĚŘENÍ .....	39
<b>6.</b>	<b>NAPĚŤOVÁ ANALÝZA MKP.....</b>	<b>43</b>
6.1.	MODEL RÁMU .....	43
6.2.	ZJIŠTĚNÍ TEORETICKÝCH POMĚRNÝCH PRODLOUŽENÍ .....	44
6.3.	UPŘESNĚNÍ ZÁTĚŽNÝCH PARAMETRŮ.....	46
6.4.	STATICÁ KONTROLA RÁMU .....	48
<b>7.</b>	<b>DYNAMICKÁ KONTROLA RÁMU.....</b>	<b>51</b>
7.1.	VÝSLEDKY SCHEMATIZACE .....	53
7.2.	STANOVENÍ MEZE ÚNAVY .....	53
7.3.	ODHAD STUPNĚ POŠKOZENÍ.....	55
<b>8.</b>	<b>KONTROLA ŘÍZENÍ .....</b>	<b>58</b>
8.1.	KONTROLA RAMENE ŘÍZENÍ.....	58
8.1.1.	<i>Příklon rejdové osy .....</i>	<i>58</i>
8.1.2.	<i>Záklon rejdové osy .....</i>	<i>60</i>
8.2.	KONTROLA TYČE ŘÍZENÍ.....	65
8.3.	KONTROLA TÁHLA ŘÍZENÍ .....	66

<b>9.</b>	<b>DYNAMICKÁ KONTROLA ŘÍZENÍ.....</b>	<b>67</b>
9.1.	DYNAMICKÁ KONTROLA RAMENE ŘÍZENÍ.....	67
9.2.	DYNAMICKÁ KONTROLA TÁHLA ŘÍZENÍ.....	71
<b>10.</b>	<b>KONTROLA KLOUBOVÉ HLAVICE .....</b>	<b>72</b>
<b>11.</b>	<b>KONTROLA LOŽISEK V RAMENI .....</b>	<b>73</b>
<b>12.</b>	<b>ZÁVĚR.....</b>	<b>74</b>
<b>13.</b>	<b>POUŽITÁ LITERATURA .....</b>	<b>75</b>
<b>14.</b>	<b>PŘÍLOHY .....</b>	<b>76</b>



## Seznam použitého značení

$D$	vnější průměr trubky	[mm]
$D_i$	stupeň poškození	[-]
$E$	modul pružnosti materiálu	[MPa]
$F$	síla na rameni řízení	[N]
$F_{AXp}$	vodorovná reakce na předním kole A	[N]
$F_{AXz}$	vodorovná reakce na zadním kole A	[N]
$F_{AYp}$	svislá reakce na předním kole A	[N]
$F_{AYz}$	svislá reakce na zadním kole A	[N]
$F_{BXp}$	vodorovná reakce na předním kole B	[N]
$F_{BXz}$	vodorovná reakce na zadním kole B	[N]
$F_{BYp}$	svislá reakce na předním kole B	[N]
$F_{BYz}$	svislá reakce na zadním kole B	[N]
$F_G$	tíha motokáry s řidičem	[N]
$F_{Gp}$	tíha motokáry s řidičem připadající na přední kola	[N]
$F_{Gz}$	tíha motokáry s řidičem připadající na zadní kola	[N]
$F_{od}$	celková odstředivá síla	[N]
$F_{odp}$	odstředivá síla připadající na přední kola	[N]
$F_{tř}$	síla v táhle řízení	[N]
$F_{tř2}$	síla v méně zatíženém táhle řízení	[N]
$K_{OA}$	přepočítávací konstanta pro první tenzometr	[%/V]
$K_{OB}$	přepočítávací konstanta pro druhý tenzometr	[%/V]
$M_{OA}$	ohybový moment pro první tenzometr	[Nm/V]
$M_{OB}$	ohybový moment pro druhý tenzometr	[Nm/V]
$M_{\sigma l}$	vratný moment	[Nm]
$M_{\tau}$	moment boční síly	[Nm]
$N$	počet cyklů	[-]
$N_c$	počet cyklů na mezi únavy	[-]
$R$	odpor tenzometru	[ $\Omega$ ]
$R'$	změna odporu	[ $\Omega$ ]
$R_B$	bočníkový odpor	[k $\Omega$ ]
$R_{emin}$	minimální mez kluzu materiálu	[MPa]

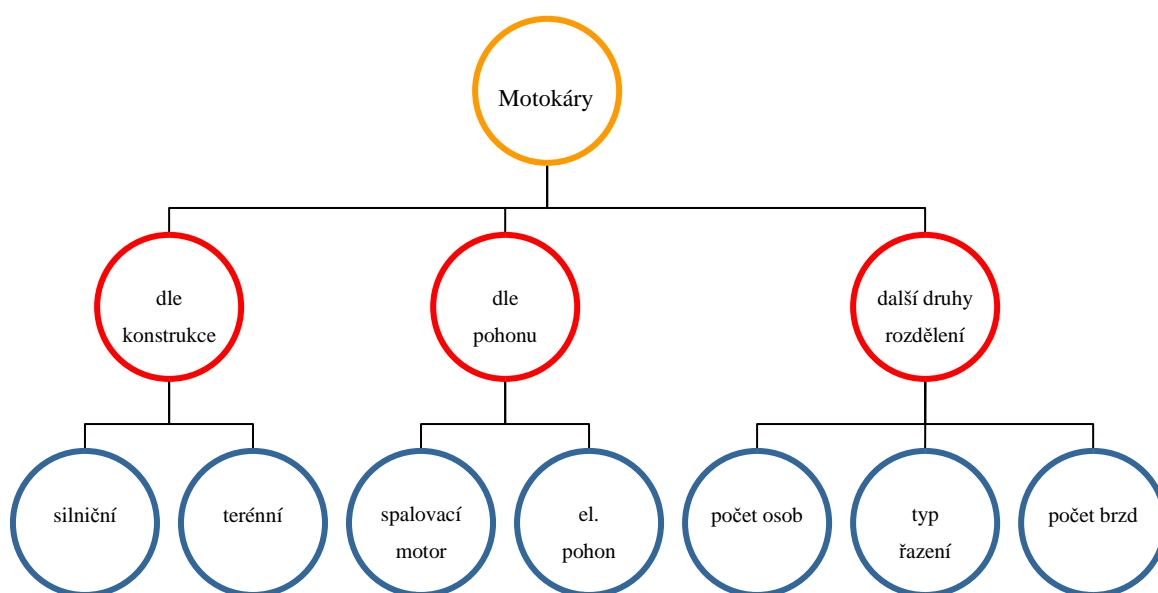
$R_{TA}$	odpor tenzometru	$[\Omega]$
$\Delta R$	velikost změny odporu	$[\Omega]$
$S$	průřez vodiče	$[\text{mm}^2]$
$\Delta S$	velikost změny průřezu	$[\text{mm}^2]$
$T_M$	těžiště motoru	$[-]$
$T_{R+}$	těžiště rámu včetně zbylých prvků	$[-]$
$T_R$	těžiště řidiče	$[-]$
$U_A$	kalibrační napětí	$[V]$
$U_B$	kalibrační napětí	$[V]$
$W_O$	modul průřezu materiálu v ohybu	$[\text{mm}^3]$
$X_T$	x-ová souřadnice celkového těžiště	$[\text{mm}]$
$Y_T$	y-ová souřadnice celkového těžiště	$[\text{mm}]$
$d$	vnitřní průměr trubky	$[\text{mm}]$
$k$	konstanta tenzometru	$[-]$
$k_1$	statická bezpečnost rámu motokáry	$[-]$
$k_r$	statická bezpečnost ramene řízení	$[-]$
$k_t$	statická bezpečnost táhla řízení	$[-]$
$k_{tr}$	statická bezpečnost tyče řízení	$[-]$
$l$	délka vodiče	$[\text{mm}]$
$\Delta l$	délka prodloužení vodiče	$[\text{mm}]$
$m_i$	hmotnost i-tého tělesa	$[\text{kg}]$
$n$	počet aktivních tenzometrů	$[-]$
$n'_k$	rameno k ose rejdového čepu	$[\text{mm}]$
$n_s$	zavlek pneumatiky	$[\text{mm}]$
$r$	poloměr zatáčky	$[\text{m}]$
$r_2$	velikost ramene	$[\text{mm}]$
$r_d$	poloměr kola	$[\text{mm}]$
$v$	rychlost motokáry	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
$x_i$	x-ová souřadnice i-tého těžiště	$[\text{mm}]$
$y_i$	y-ová souřadnice i-tého těžiště	$[\text{mm}]$
$\delta$	úhel rejdu	$[\circ]$
$\varepsilon$	poměrné prodloužení	$[-]$
$\rho$	měrný odpor	$[\Omega\cdot\text{m}]$

$\sigma$	příklon rejdové osy	[°]
$\sigma_a$	velikost amplitudy napětí	[MPa]
$\sigma_c$	mez únavy materiál	[MPa]
$\sigma_{ekv}$	hodnota ekvivalentního napětí	[MPa]
$\sigma_o$	ohybové napětí	[MPa]
$\tau$	záklon rejdové osy	[°]

# 1. MOTOKÁRA

Jak již název napovídá, jedná se o konstrukci poháněnou spalovacím motorem. Díky lehké konstrukci motokáry, která bývá, v drtivé většině případů, zhotovena ze svařovaného trubkového rámu, v kombinaci s pohonnou jednotkou, nejčastěji spalovací motor, se dosahuje příznivých poměrových hodnot mezi výkonem motoru a hmotností motokáry. Svůj podíl na dobrých jízdních vlastnostech mají i menší rozměry. Menší rozměry přispívají k lepší obratnosti motokáry při jízdě a do jisté míry i ke snížení hmotnosti motokáry (menší rozměry = méně materiálu = nižší hmotnost).

Následující schéma zobrazuje základní rozdělení motokár dle různých aspektů



*Obr. 1.1 - Rozdělení motokár*

## 1.1. Rozdělení dle konstrukce

a) silniční – jedná se prakticky o nejvíce rozšířenou skupinu motokár. Jejich světlá výška je v řádu několika málo centimetrů od vozovky (cca 4 cm). U tohoto typu motokáry, viz obr. 1.2, si můžeme povšimnout absence pružících i tlumících prvků. Jedinými prvky, které vyrovnávají a tlumí rázy vzniklé od nerovností na vozovce jsou pneumatiky.

Výhody:

- nízká hmotnost
- nízká poloha těžiště
- snese vyšší odstředivé síly působící při razantním průjezdu zatáčkou

Nevýhody:

- absence pružících a tlumících prvků
- nepoužitelné v terénu



*Obr. 1.2 - Silniční motokára*

b) terénní – terénní motokáry se od silničních motokár liší nejvíce v konstrukci rámu. Ta je navržena tak, aby byla schopna ochránit posádku před úrazem, při případném převrácení, které může nastat při průjezdu terénem. Terénní motokáry bývají, pro vyšší bezpečnost, navíc vybaveny bezpečnostními pásy. Pro komfortnější jízdu, při průchodu terénem, je motokára vybavena pružícími a tlumícími prvky, pro lepší adhezní podmínky na nepevněném povrchu se na terénní motokáry montují pneumatiky s terénním vzorkem a vyšším profilovým čísle.

Výhody: - vyšší bezpečnost  
- prakticky nezáleží na typu a kvalitě povrchu  
- komfortnější jízdní vlastnosti

Nevýhody: - vyšší poloha těžiště  
- nedokáže přenést tak vysoké odstředivé síly, jako motokáry silniční



*Obr. 1.3 - Terénní motokára*

## **1.2. Rozdělení dle pohonu**

a) spalovací motor – typ spalovacího motoru, jeho obsah a výkon úzce souvisí s účelem, pro který bude motokára sloužit. Pro hobby motokáry stačí obvykle spalovací motor o nižším výkonu, přibližně 6,5 koně. Motokáry, které jsou určeny pro závodní účely mají výkon mnohem vyšší a dosahují rychlostí kolem 250 km/h



Výhody: - vysoké výkony  
- menší pořizovací cena

Nevýhody: - náročné na údržbu  
- hlučné

b) elektrický pohon – v současnosti nový trend v oblasti pohonu motokáry, který se více rozmáhá v Americe, především v krytých motokárových centrech, neboť mají nulové emisní hodnoty, čímž odpadá problém s odvodem spalin.



*Obr. 1.4 - Motokára s el. pohonem*

Výhody: - tichý a levný provoz  
- nulové emisní hodnoty  
- velice malé nároky na údržbu

Nevýhody: - dlouhá doba nabíjení akumulátorů

### **1.3. Další druhy rozdělení**

a) podle počtu přepravovaných osob  
- pouze řidič – většina typů silničních motokár

- dvě osoby - patří sem terénní motokáry, avšak ve speciálních případech i motokáry silniční
- více jak dvě osoby – vzácný případ, s takto upravenými motokárami se často nesetkáme, spíše by se dalo polemizovat, zda se stále jedná o motokáru, viz obr. 1.5



*Obr. 1.5 - Terénní motokára pro 4 osoby*

- b) dle typu řazení – bezpřevodové s rozběhovou spojkou – běžně u hobby motokár
  - sekvenční řazení – tohoto způsobu řazení se využívá u závodních typů motokár
- c) dle počtu brzd – hobby motokáry jsou vybaveny jednou kotoučovou brzdou, která je umístěna na zadním hnacím hřídeli. Závodní motokáry mají kotoučové brzdy u všech čtyř kol viz obr. 1.6





*Obr. 1.6 - Závodní motokára*

#### **1.4. Řešená motokára**

Při volbě motokáry byla nutná konzultace s oběma spolupracovníky, kterými jsou Bc. Jan Šatný, který řeší návrh a konstrukci pohonu motokáry a Ondřejem Drozdem, který provede designový návrh motokáry.

Společně jsme se rozhodli pro volbu silničního typu motokáry, se spalovacím motorem. Jelikož součástí této diplomové práce je i zjištění skutečného namáhání pomocí tenzometrie, byla volba silniční motokáry ovlivněna možností vypůjčení motokáry. Jako optimální řešení se ukázalo vypůjčení motokáry od firmy MZ-KART, která má sídlo v Havířově a umožnila nám bezplatně zapůjčení i testovací jízdy v jejich prostorách.

## 2. CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Obsahem diplomové práce je návrh konstrukce rámu a řízení motokáry včetně uložení kol. Moje původní představa návrhu nové konstrukce se v průběhu řešení ukázala být příliš rozsáhlá. Jedním z problémů bylo i obtížnost získání informací o účincích působících při jízdě, které jsou potřebné pro kontrolu navržené konstrukce. Proto jsme, spolu s vedoucím diplomové práce, provedli úpravu obsahu a cílů diplomové práce následovně:

1. provést průzkum stávajících typů konstrukce motokár;
2. provést teoretické odvození zatěžovacích účinků rámu a řízení z dynamiky jízdy;
3. ověřit skutečné zatěžovací účinky měření na reálné motokáře;
4. provést pevnostní a dynamickou (únavovou) kontrolu stávající konstrukce;
5. v problémových místech navrhnout konstrukční úpravy a zkontrolovat jejich efektivnost
6. zpracovat podrobný sestavný výkres rámu a řízení včetně kusovníku a dle určení vedoucího práce také výrobní výkresy vybraných dílů.

### 3. TEORETICKÉ STANOVENÍ ZÁTĚŽNÝCH PARAMETRŮ

#### 3.1. *Výchozí parametry jízdy*

Pro stanovení zatěžovacích podmínek vycházím z obvyklého typu provozu motokáry, což je krytý halový okruh. Jako standardní trať jsem vybral závodní okruh firmy MZ-Kart v Havířově, na kterém následně probíhalo i ověřovací měření. Délka celého okruhu činí 190 m. Okruh je tvořen pěti levotočivými a třemi pravotočivými zatáčkami o různých poloměrech. Nejmenší poloměr činí 3 m, největší cca 10 m. Nádrž motokáry uvažuji z jedné čtvrtiny plnou a celkovou hmotnost motokáry s řidičem 180 kg.

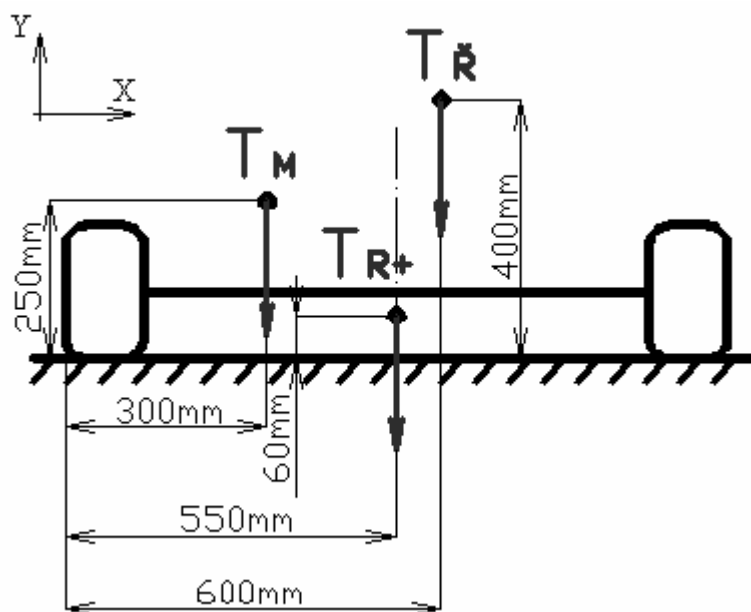


*Obr. 3.1 – Okruh firmy MZ-Kart v Havířově*

#### 3.2. *Svislé a vodorovné síly*

Pro zjištění svislých a vodorovných sil, které působí na rám motokáry, jsem vycházel z výsledného těžiště motokáry, včetně řidiče a odstředivé síly. Odstředivá síla vytváří klopný moment a snaží se motokáru, při průjezdu zatáčkou, převrátit.

Pro určení celkového těžiště motokáry (včetně řidiče) budu vycházet z následujících údajů, které jsou uvedeny na obr. 3.2.



Obr. 3.2 - Polohy těžišť

Na obr. 3.2 jsou vyobrazeny rozměry, které vymezují polohu tří těžišť. Jsou to těžiště motoru  $T_M$ , těžiště řidiče  $T_R$  a těžiště rámu včetně zbylých prvků  $T_{R+}$ . Pod pojmem zbylé prvky jsou na mysli kotoučová brzda, třetí ložisko uložení hnací hřídele a v neposlední řadě, je zde zahrnuta i nesymetričnost rámu. Ta je způsobena podélnou trubicí, která je umístěna po pravé straně rámu, z důvodu uložení pohonné jednotky.

Jednotlivé hmotnosti působící v příslušném těžišti:

$$T_M = 25 \text{ kg}$$

$$T_{R+} = 75 \text{ kg}$$

$$T_R = 80 \text{ kg}$$

Výpočet souřadnice X celkového těžiště  $T$

$$X_T = \frac{\sum_1^n x_i \cdot m_i}{\sum_1^n m_i} \quad (3.1)$$

$$X_T = \frac{300 \cdot 25 + 550 \cdot 75 + 600 \cdot 80}{25 + 75 + 80}$$

$$X_T = 537,5 \text{ mm}$$

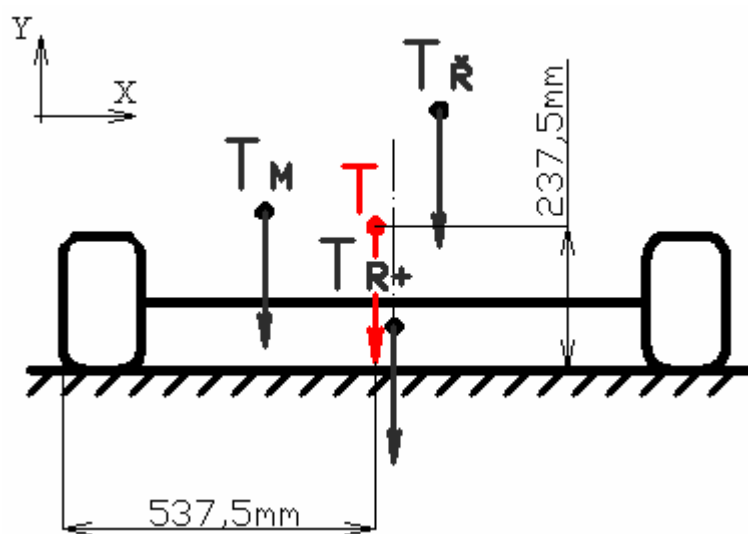
Výpočet souřadnice Y celkového těžiště  $T$

$$Y_T = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \cdot m_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (3.2)$$

$$Y_T = \frac{250 \cdot 25 + 60 \cdot 75 + 400 \cdot 80}{25 + 75 + 80}$$

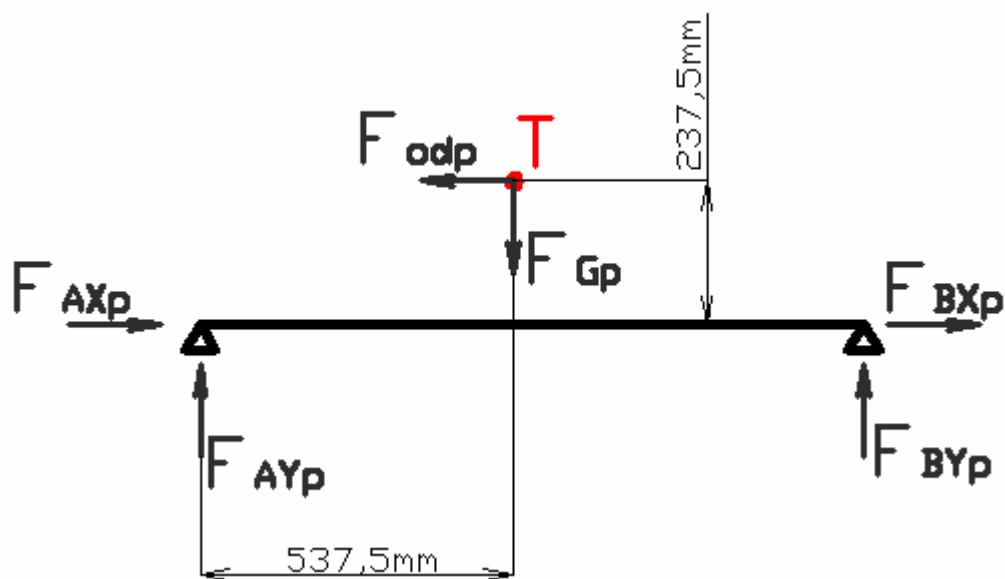
$$Y_T = 237,5 \text{ mm}$$

Poloha celkového těžiště  $T$ , kterou jsem získal výpočtem, je znázorněna na obr. 3.3. Z obrázku je patrné, že těžiště se nachází prakticky uprostřed motokáry (z čelního pohledu), což je velice pozitivní pro dobré jízdní vlastnosti. Další výhodou je i výška těžiště od vozovky. Jeho nízká poloha snižuje velikost klopného momentu při průjezdu zatáčkou.



Obr. 3.3 - Poloha celkového těžiště  $T$

Jakmile znám polohu těžiště  $T$ , můžu se začít zabývat přibližným určením reakcí, které působí na motokáru viz. obr. 3.4. Z obrázku je patrné, že do výpočtu zahrnuji působící odstředivou sílu  $F_{odp}$ , která vytváří klopný moment a gravitační sílu  $F_{GP}$ .



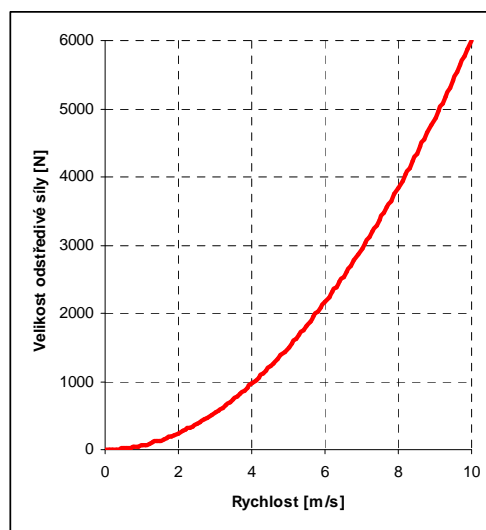
Obr. 3.4 - Reakce a působící síly

Velikost odstředivé síly je dána vztahem:

$$F_{od} = m \cdot \omega^2 \cdot r$$

Průběh výsledné odstředivé síly v závislosti na rychlosti, při konstantním poloměru zatáčky je uveden v grafu na obr. 3.5.

Jak již bylo zmíněno, při výpočtu odstředivé rychlosti v mém případě, uvažuji s poloměrem zatáčky  $r = 3 \text{ m}$ . Rychlost uvažuji  $v = 20 \text{ km/h}$ , neboli  $v = 5,5 \text{ m/s}$ .

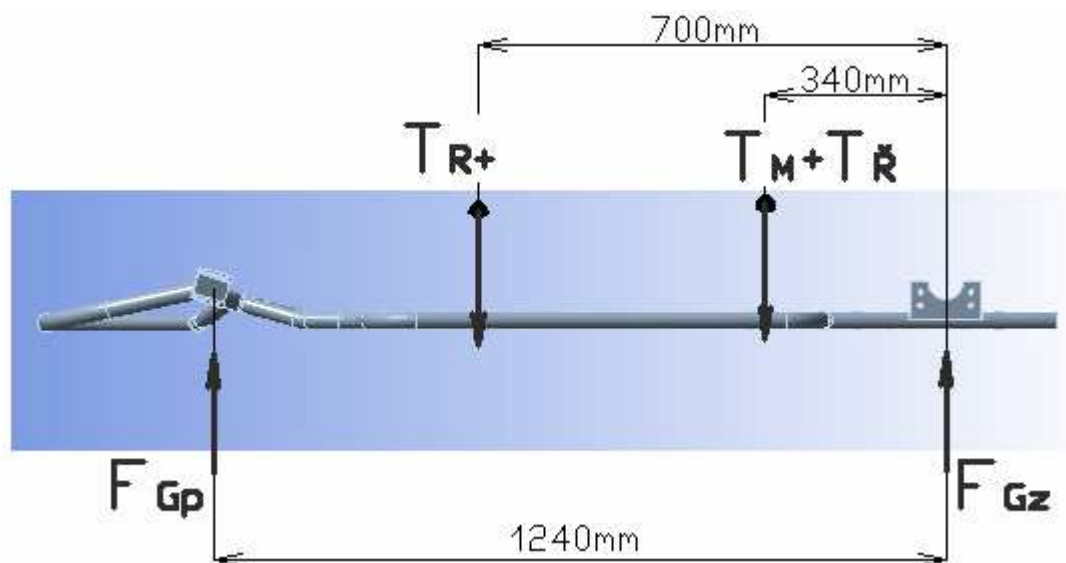


Obr. 3.5 - Graf závislosti velikosti odstředivé síly  $F_{od}$  na rychlosti při průjezdu zatáčkou o poloměru  $r = 3 \text{ m}$

$$\begin{aligned} F_{od} &= m \cdot \omega^2 \cdot r \\ F_{od} &= m \cdot \frac{v^2}{r^2} \cdot r \\ F_{od} &= 180 \cdot 5,5^2 \cdot \frac{1}{3} \\ F_{od} &= 1815 [N] \end{aligned} \quad (3.3)$$

Jelikož řízení motokáry je zkonstruováno tak, že při průjezdu zatáčkou dochází k nadzvednutí a tím k odlehčení zadního kola na vnitřní straně, rozdělím odstředivou sílu v poměru na tři kola, a to tak, že 2/3 z odstředivé síly budou připadat na přední kola a zbylá 1/3 na kola zadní.

Dále je důležité znát tíhovou sílu od motokáry, která působí na přední i zadní kola. V tomto případě vycházím z rozložení hmotnosti (obr. 3.6).



Obr. 3.6 – Poloha těžišť z bočního pohledu

$$\sum F_i = 0$$

$$F_{Gp} - T_{R+} - T_M - T_{\dot{R}} + F_{Gz} = 0 \quad (3.4)$$

$$\sum M_i = 0$$

$$F_{Gp} \cdot 1240 - T_{R+} \cdot 700 - (T_M + T_{\dot{R}}) \cdot 340 = 0 \quad (3.5)$$

Výpočet:

$$F_{Gp} \cdot 1240 - T_{R+} \cdot 700 - (T_M + T_{\dot{R}}) \cdot 340 = 0$$

$$F_{Gp} = \frac{T_{R+} \cdot 700 + (T_M + T_{\dot{R}}) \cdot 340}{1240}$$

$$F_{Gp} = \frac{250 \cdot 700 + (750 + 800) \cdot 340}{1240}$$

$$F_{Gp} = 566,13 \text{ N}$$

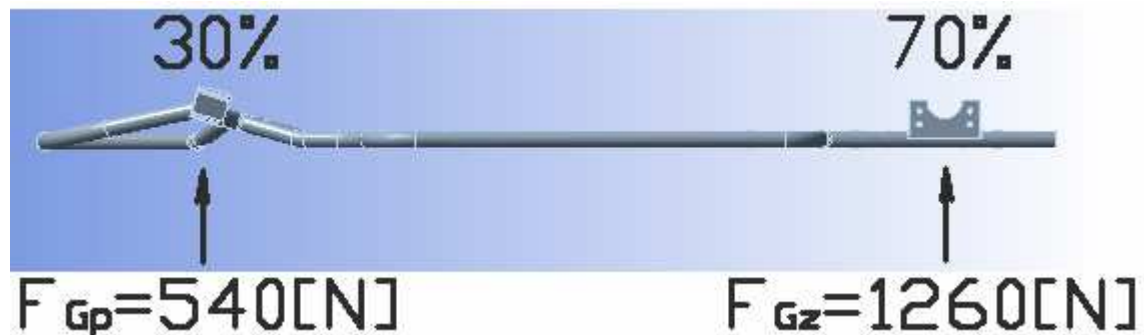
$$F_{Gp} - T_{R+} - T_M - T_{\hat{R}} + F_{Gz} = 0$$

$$F_{Gz} = T_{R+} + T_M + T_{\hat{R}} - F_{Gp}$$

$$F_{Gz} = 1800 - 566,13$$

$$F_{Gz} = 1233,87 \text{ N}$$

Poměr sil  $F_{Gp} : F_{Gz}$  vyšel 31,45% : 68,55%. Pro další výpočet uvažuji rozložení hmotnosti 30% : 70%, viz obr. 3.7 s přepočítanými silami  $F_{Gp}$  a  $F_{Gz}$ .



Obr. 3.7 - Rozložení hmotnosti

Pakliže mám hotové všechny předpoklady pro zjištění velikosti sil, které na motokáru působí a jež jsou nutné pro stanovení teoretických zátěžných parametrů, můžu přistoupit k samotnému řešení.

Dle obr. 3.4 sestavím rovnice rovnováhy posuvných sil a momentů a vyřeším reakce.

$$\sum F_{xi} = 0$$

$$F_{AXp} - F_{odp} + F_{BXp} = 0 \quad (3.6)$$

$$\sum F_{yi} = 0$$

$$F_{AYp} - F_{Gp} + F_{BYp} = 0 \quad (3.7)$$



$$\sum M_{iA} = 0$$

$$F_{odp} \cdot 0,2375 - F_{Gp} \cdot 0,5375 + F_{BYp} \cdot 1,1 = 0 \quad (3.8)$$

Výpočet reakce  $F_{BYp}$ :

$$F_{BYp} = \frac{F_{Gp} \cdot 0,5375 - F_{odp} \cdot 0,2375}{1,1}$$

$$F_{BYp} = \frac{540 \cdot 0,5375 - 1210 \cdot 0,2375}{1,1}$$

$$F_{BYp} = 3,16[N]$$

Výpočet reakce  $F_{AYp}$ :

$$F_{AYp} = F_{Gp} - F_{BYp}$$

$$F_{AYp} = 540 - 3,16$$

$$F_{AYp} = 536,84[N]$$

Velikost jednotlivých reakcí působících v ose  $x$ , určím rozdělením vodorovné síly  $F_{odp}$  ve stejném poměru, v jakém jsou reakce v ose  $y$ , tudíž:

$$F_{AXp} = 1202,92[N]$$

$$F_{BXp} = 7,08[N]$$

Zcela totožným postupem jsem provedl výpočet reakcí na zadní hnací hřídeli. Výsledné hodnoty reakcí jsou uvedeny v následující tabulce (tab. 3.1).

Tab. 3.1 - Vypočtené reakce na předních a zadních kolech

Výsledné reakce			
Reakce na předních kolech		Reakce na zadních kolech	
$F_{AXp} = 1202,92[N]$	$F_{BXp} = 7,08[N]$	$F_{AXz} = 372,09[N]$	$F_{BXz} = 232,91[N]$
$F_{AYp} = 536,84[N]$	$F_{BYp} = 3,16[N]$	$F_{AYz} = 774,94[N]$	$F_{BYz} = 485,06[N]$

Výsledné reakce využiji pro zadání sil do programu ANSYS Workbench, při řešení stavu napjatosti rámu.

## 4. PRAKTICKÉ OVĚŘENÍ ZÁTĚŽNÝCH PARAMETRŮ

Praktické ověření zátěžných parametrů jsme se rozhodli provést pomocí měřením namáhání rámu pomocí tenzometrie. Informace a obrázky v této následující kapitole jsou z velké části převzaty z [2].

### 4.1. Základní princip tenzometrie

Základním principem tenzometru je změna jeho odporu s deformací. Výchozí hodnota odporu tenzometru je dána vztahem:

$$R = \frac{l \cdot \rho}{S} \quad (4.1)$$

kde:  $l$  .....délka vodiče  $m$   
 $S$  ....průřez vodiče  $mm^2$   
 $\rho$  ...měrný odpor  $\Omega \cdot m$

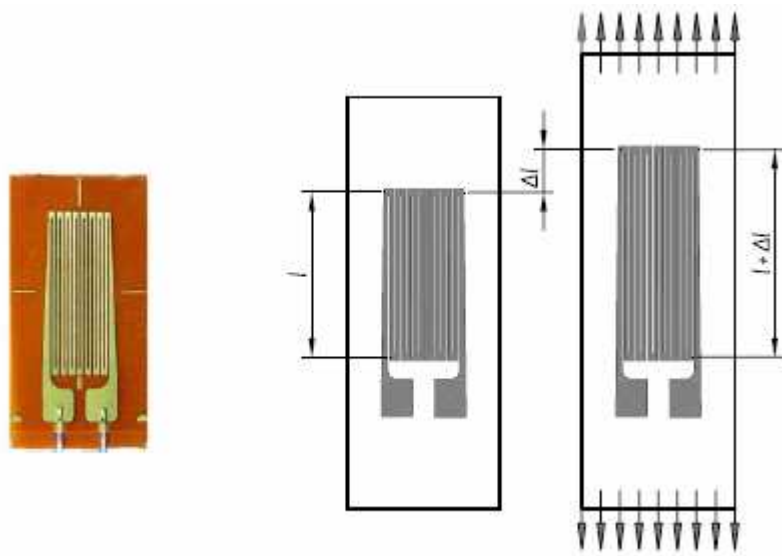
Tenzometr přilepený na povrch tělesa, které je deformováno, se prodlužuje a tím mění svůj odpor o hodnotu  $\Delta R$ , jehož hodnota je v definované oblasti přímo úměrná poměrnému prodloužení  $\varepsilon$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (4.2)$$

Poměrné prodloužení je bezrozměrná veličina. Vzhledem k tomu, že při běžné deformaci tělesa je jeho hodnota poměrně malá, je v literatuře často vyjadřována v promilích ‰ nebo mikrostrainech  $\mu\varepsilon$  nebo  $\mu S$ .

Příklad číselného přepočtu je:

$$\varepsilon = 0,0007 = 0,07 \text{ ‰} = 0,7 \text{ ‰} = 700 \mu\varepsilon$$



Obr. 4.1 - Základní princip tenzometrie

Hodnota změny odporu je závislá na:

- prodloužení délky vodiče  $l$  m o  $\Delta l$
- zmenšení průřezu vodiče  $S$   $mm^2$  příčnou kontrakcí o  $\Delta S$
- změně měrného odporu  $\rho$   $\Omega \cdot m^2 \cdot m^2$

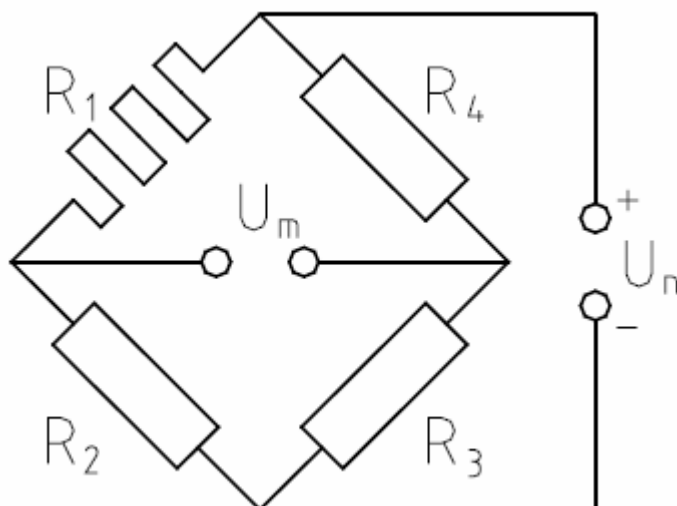
Velikost jednotlivých uvedených parametrů je exaktně obtížně vyjádřitelná (zvláště pro změnu měrného odporu), a proto je poměr mezi poměrnou změnou elektrického odporu a poměrným prodloužením vyjádřen vztahem

$$\frac{\Delta R}{R} = k \cdot \frac{\Delta l}{l} = k \cdot \varepsilon \quad (4.3)$$

kde:  $k$  ... je tzv. konstanta tenzometru (ve většině případů je pro odporové tenzometry blízká 2)

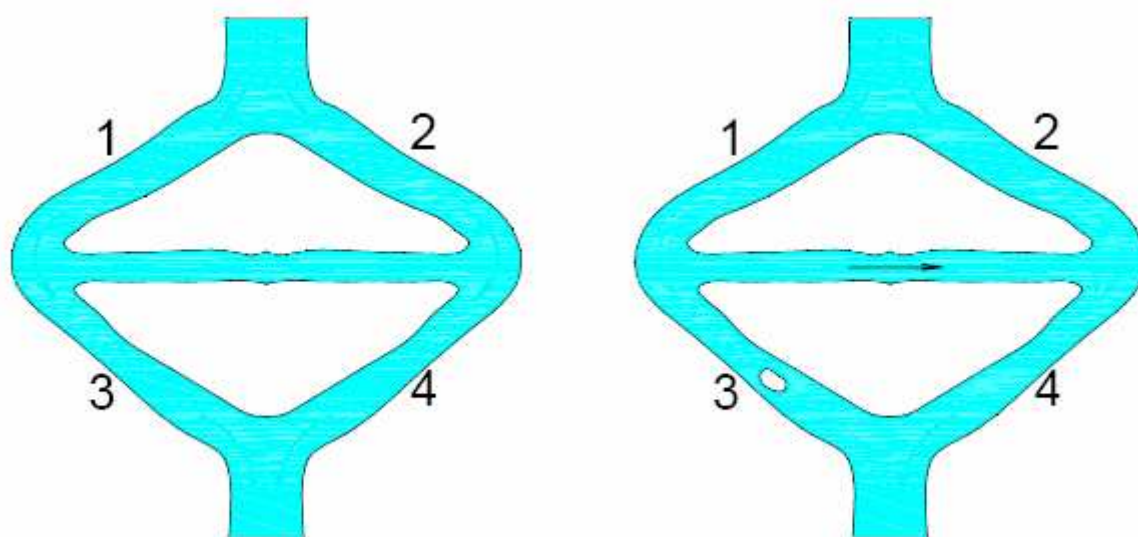
## Wheatstonův můstek

Základním principem je zapojení čtyř odporů do mostu podle obr. 4.2. V tomto zapojení je měřený tenzometr zapojen místo jednoho z odporů, případně jsou dva z odporů tenzometry, nebo to jsou všechny čtyři.



Obr. 4.2 - Wheatstonův můstek

Pro další úvahy předpokládejme, že všechny čtyři odpory jsou stejné. Princip činnosti mostu je možno přiblížit na příkladu na obr. 4.3. Tento obrázek znázorňuje potok, který je pomocí dvou ostrůvků rozdělen na dvě ramena 1, 3 a 2, 4. Mezi ostrůvky jsou jednotlivá ramena propojena.

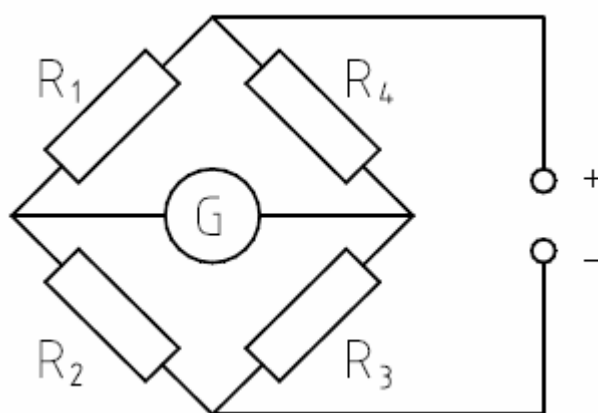


a) Stejné odpory ve všech větvích   b) Odpor proti průtoku v úseku 3 zvětšen

Obr. 4.3 - „Vodní“ model Wheatstonova můstku

V případě, že odpory proti průtoku vody v jednotlivých ramenech 1, 2, 3, a 4 jsou stejné (obr. 4.3 a), neproudí propojkou mezi ostrůvky žádná voda. V případě, že například do úseku 3 vložíme kámen, zvětšíme odpor proti průtoku v tomto úseku a část vody začne proudit přes propojku z úseku 1 do úseku 4.

Na stejném principu pracuje elektrický Wheatstonův můstek. V případě, že všechny čtyři odpory  $R_1 \dots R_4$  (obr. 4.4.) jsou shodné, neproudí přes úhlopříčku  $U_m$  žádný proud a v případě umístění galvanoměru (velmi citlivého miliampérmetru) do této tzv. měřicí úhlopříčky nenastane výchylka.



Obr. 4.4 - Wheatstonův můstek s galvanoměrem

V reálném zapojení není nutné, aby všechny čtyři odpory byly stejné. Pro to, aby galvanoměrem neprocházel proud, je nutno dodržet vztah:

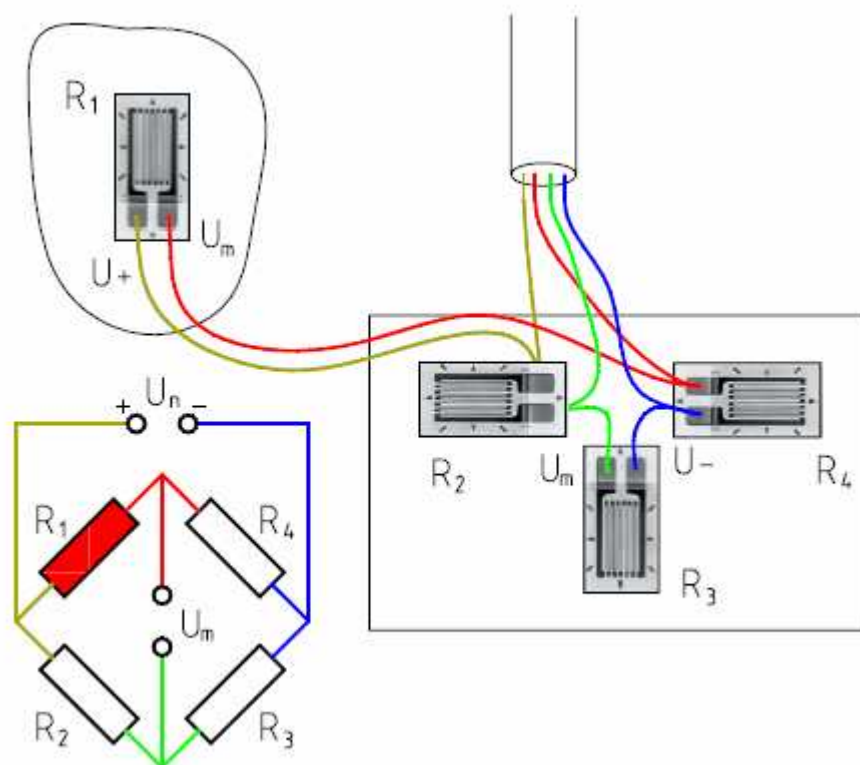
$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{R_4}{R_3} \quad (4.4)$$

Tomuto stavu říkáme vyvážený můstek.

## 4.2. Zapojení tenzometru a výpočet – plný most

Pro měření je tenzometr vždy zapojen do úplného Wheatstonova můstku. Na obr. 4.5. je  $R_1$  aktivní (měřicí) tenzometr, tenzometry  $R_2$  až  $R_4$  jsou nalepeny na oddělenou destičku

a nemění s deformací měřeného tělesa svou hodnotu (v některých případech je možno, za definovaných podmínek, nahradit tyto tenzometry nepoměrně levnějšími odpory).

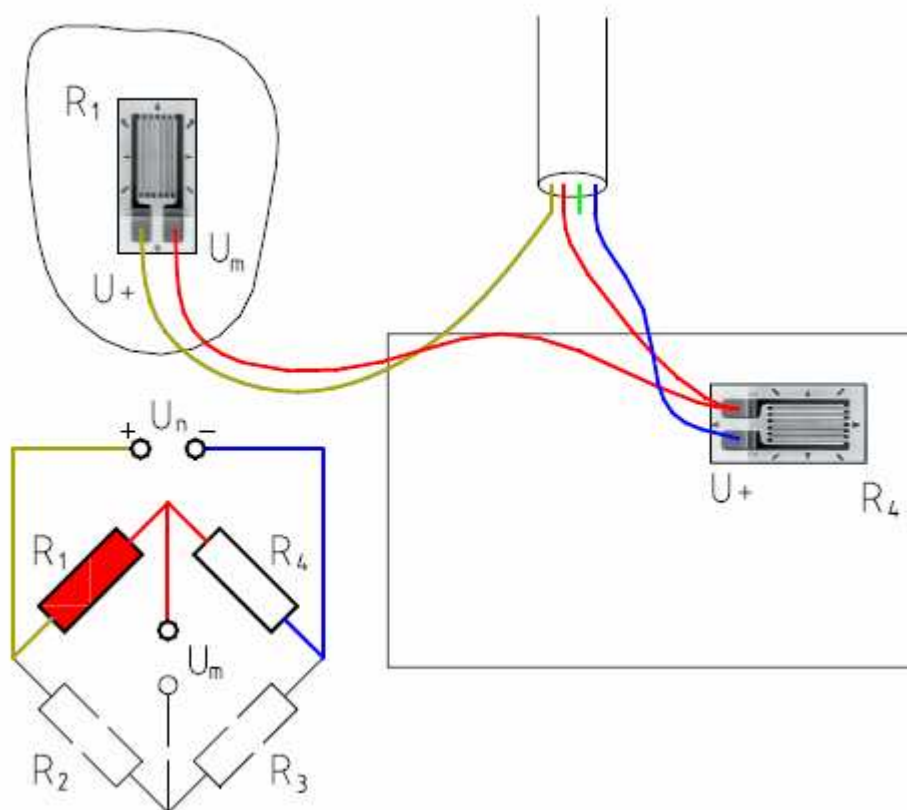


Obr. 4.5 - Zapojení plného můstku. Odpor  $R_1$  je aktivní (měřící)

### 4.3. Zapojení tenzometru – poloviční most

Některé tenzometrické aparatury umožňují použití tzv. polovičního mostu. Při tomto zapojení jsou tenzometry  $R_2$  a  $R_3$  nahrazeny přesnými, teplotně stabilními odpory zabudovanými v aparatuře (obr. 4.6). Výpočet hodnoty poměrného prodloužení a napjatosti uvedené v předchozí části se tím nemění.

Při vlastním měření na motokáře byl použit tento způsob měření.



Obr. 4.6 - Zapojení polovičního můstku. Odpor  $R_1$  je aktivní (měřící)

#### 4.4. Vlastní měření namáhání rámu

Pro instalaci tenzometrů bylo důležité vytipovat si správná místa, kam tenzometr umístíme. Výběr lokace, kde bude tenzometr umístěn, úzce souvisí se zadáním diplomové práce, resp. dle komponentů, které budou navrhovány.

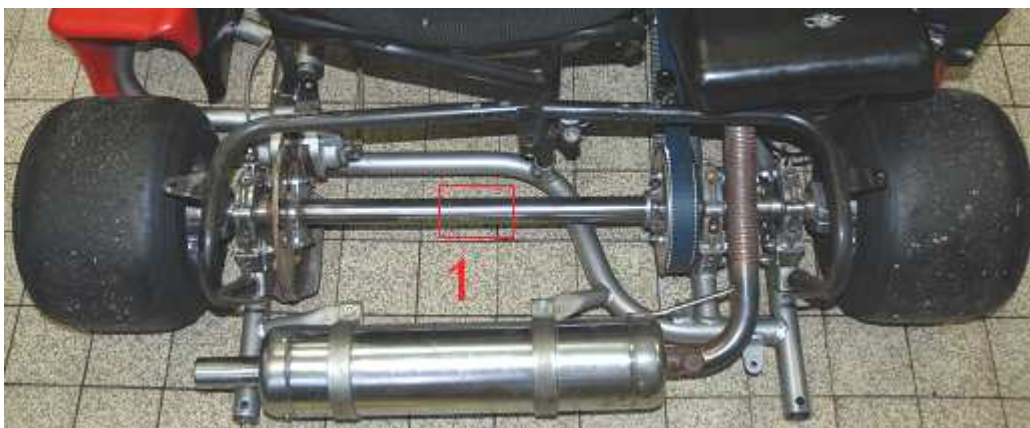
Vybrány byly tři lokace: 1) hnací hřídel motokáry

2) rám motokáry – blízko uložení předního kola

3) táhlo řízení

Pozn.: Jednalo se o společné měření s Bc. Janem Šatným, tudíž zde uvádím všechna měřená místa. Ve své práci jsem využil pouze naměřené hodnoty z rámu motokáry (lokace č. 2). Z důvodu mechanického poškození tenzometru na táhle řízení (lokace č. 3) během přepravy, nebyl v tomto místě získán žádný záznam.





*Obr. 4.7 - Vybrané lokace pro umístění tenzometrů*

## Obroušení vytipovaných míst

Před lepením tenzometrů, bylo zapotřebí povrch důkladně obrousit. Obroušením vytipovaných míst povrchu se zbavíme koroze a nátěru, který by mohl ovlivnit měření. Pro broušení povrchu jsem použil smirkového papíru o zrnitosti 200.

## Čištění povrchu

Po obroušení povrchu, bylo nutné povrch očistit. Očištění povrchu můžeme provést mnoha způsoby. Používá se horká pára, ultrazvuková lázeň nebo různé odmašťovací prostředky, které nezanechávají zbytky po odpaření (čistý aceton nebo izopropyl alkohol). Já jsem použil čistý aceton. Nanášel jsme jej na jednorázové tampóny, které byly po použití vyhozeny, aby se zamezilo nanášení nečistot zpět na očištěný povrch.

Dle zásad správného čištění, by se měla nejlépe vyčistit celá motokára, pokud to nelze, měla by se vyčistit zóna cca 100 mm až 150 mm na všechny strany od lepeného místa, aby

nedošlo ke znečištění náhodným dotykem špinavé části. Pro lepení pak byla zvláště pečlivě očištěna oblast 20 mm od místa instalace tenzometrů.



*Obr. 4.8 - Čištění obroušeného povrchu*

## Lepení tenzometru

Pro lepení tenzometrů se dají použít následující typy lepidel – kyanoakrylátová, epoxidová nebo polymetyl metakrylátová. Zjednodušeně bychom mohli říct, že první dvě zmiňovaná lepidla mají zcela odlišné vlastnosti. Kyanoakrylátová (neboli sekundová) lepidla jsou rychle-schnoucí a jsou vyráběna jako jednosložková. Naproti tomu epoxidová lepidla se vyrábějí jako dvousložková (vytvrzují se chemickou reakcí obou složek), avšak jejich nevýhodou je delší doba tvrdnutí. Kompromisem obou zmiňovaných lepidel jsou lepidla polymetyl metakrylátová. Tyto lepidla tvrdnou poměrně rychle (cca 2 minuty) a nespornou výhodou je možnost lepení na pórovitých površích.

V mém případě padla volba na speciální dvousložkové epoxidové lepidlo, jehož doba tvrdnutí je, dle manuálu, 5 minut. Pro důkladné přilnutí jsem tuto dobu prodloužil na 10 minut před další manipulací. Před vlastním měřením mělo lepidlo možnost důkladně vytvrdnout, neboť se konalo až týden po nalepení. Mezi lepený tenzometr a přitlačovanou příložku jsem vkládal teflonovou fólii, která je odolná vůči přilnutí k lepidlu a celé stáhnul zdrhovacím páskem přes mechovou pryž, pro vytvoření stálého přitlačného tlaku (obr. 4.9). Pro ochranu tenzometrů před mechanickým poškozením a vlhkostí, byly tenzometry po nalepení dodatečně pokryty lepidlem.



*Obr. 4.9 - Lepení tenzometru*

## Instalace patek

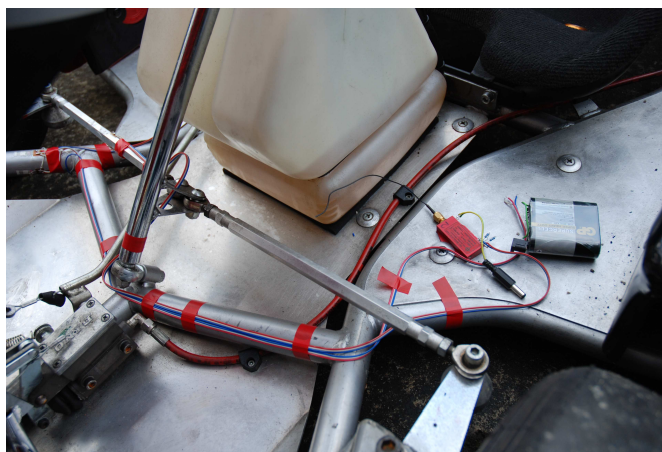
Patky jsou jakousi spojkou mezi tenzometrem a přívodními vodiči k měřicí aparatuře. Jejich instalace je prakticky shodná s instalací tenzometrů.



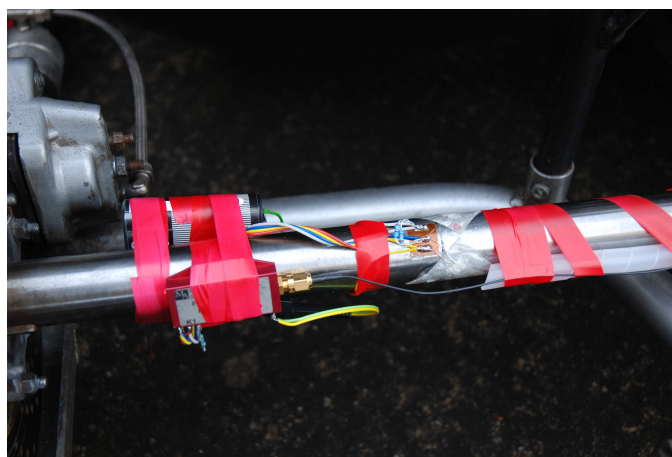
*Obr. 4.10 - Patky*

Po důkladném zaschnutí lepidla bylo zapotřebí připájet tenzometr s patkou. Dle pravidel práce s tenzometry, by měl být drátek jdoucí z tenzometru chráněn proti tahovému namáhání vlivem deformace měřeného objektu. Tomu předejdeme mírnými záhyby, které na drátku vytvoří malý oblouk. Takto vzniklý spoj je připraven k zapojení měřicí aparatury.

Jelikož bylo zapotřebí měřit napětí za jízdy, přistoupili jsme k variantě bezdrátového přenosu dat. S výhodou jsme využili dvou vysokofrekvenčních telemetrických systémů firmy ESA Mnichov, které mají dosah cca až 50 m., viz obr. 4.11 a obr. 4.12.



*Obr. 4.11 - Zapojení zesilovače na rámu*



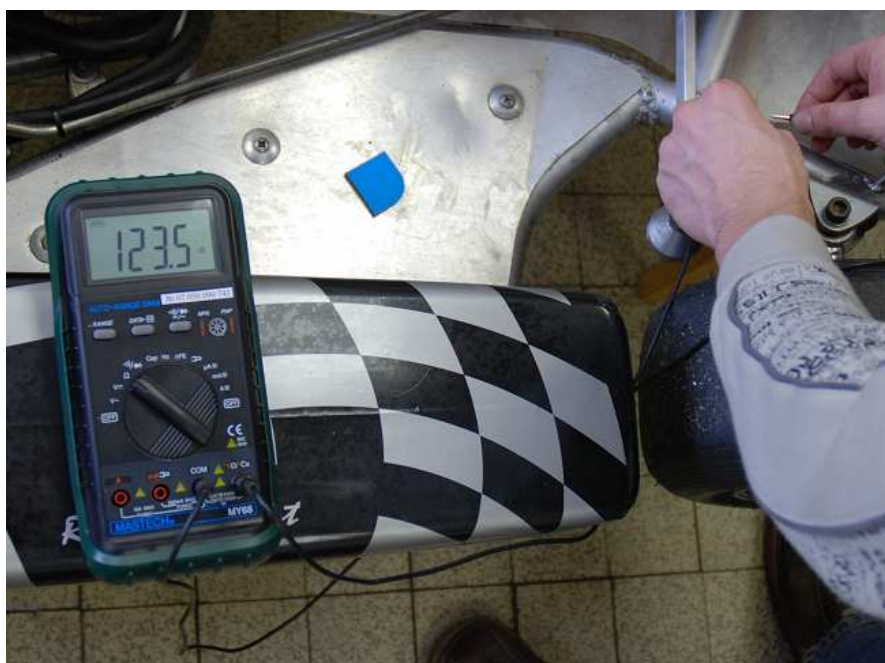
*Obr. 4.12 - Zapojení zesilovače na hnací hřídeli*



## 5. MĚŘÍTKA

### Stanovení měřítka pro tenzometry ve vodorovné rovině

Pro stanovení měřítka převodu mezi měřícím napětím a změnou odporu jsme využili kalibrační bočníkový odpor. Jeho hodnota je  $R_B = 55,8 \text{ k}\Omega$ . Připojením kalibračního bočníkového odporu na tenzometr měřící vodorovné síly (s odporem  $R_{TA} = 123,5 \text{ }\Omega$ , viz obr. 5.1) byla simulována změna odporu  $R'$  od poměrného prodloužení



*Obr. 5.1 - Měření odporu tenzometru pro vodorovný kanál*

$$R' = \frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_{TA}}} = \frac{1}{\frac{1}{55800} + \frac{1}{123,5}} = 123,22727 \text{ }\Omega \quad (5.1)$$

Velikost simulované změny odporu  $\Delta R$ :

$$\Delta R = R_{TA} - R' = 123,5 - 123,22727 = 0,27273 \text{ }\Omega \quad (5.2)$$

Tato změna odporu, pokud známe konstantu tenzometru, představuje poměrné prodloužení  $\varepsilon_o$  v místě tenzometru:

$$\frac{\Delta R}{R_{TA}} = k \cdot \frac{\Delta l}{l} = k \cdot \varepsilon_{OA} \quad (5.3)$$

Velikost prodloužení pro tenzometr s konstantou  $k = 1,9$ :

$$\varepsilon_{OA} = \frac{\Delta R}{k \cdot R_{TA}} = \frac{0,27273}{1,9 \cdot 123,5} = 1,162 \cdot 10^{-3} = 1,162 \text{ ‰} \quad (5.4)$$

Při připojení kalibračního odporu indikovala měřicí aparatura změnu napětí  $U_A = 3,97 \text{ V}$ .

Pak přepočítací konstanta je:

$$K_{OA} = \frac{\varepsilon_{OA}}{U_A \cdot n} = \frac{1,162}{3,97 \cdot 2} = 0,1463 \text{ ‰/V} \quad (5.5)$$

kde  $n$  je počet aktivních tenzometrů

Konstanta pro stanovení ohybového momentu:

$$\sigma_o = \frac{M_{OA}}{W_o} \Rightarrow E \cdot K_{OA} = \frac{M_{OA}}{W_o} \Rightarrow M_{OA} = E \cdot K_{OA} \cdot W_o \quad (5.6)$$

$$M_{OA} = E \cdot K_{OA} \cdot \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$$

$$M_{OA} = 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,1463 \cdot \frac{\pi \cdot (30^4 - 24^4)}{32 \cdot 30}$$

$$M_{OA} = 48,081 \text{ Nm/V}$$

Stanovení měřítka pro tenzometry ve svislé rovině

Postup je naprosto stejný jako pro vodorovný kanál, liší se pouze v hodnotě odporu tenzometru měřící vodorovné síly a kalibračním napětím  $U_B$ .

- kalibrační bočníkový odpor:  $R_B = 55,8 \text{ k}\Omega$

- odpor tenzometru pro svislé síly:  $R_{TB} = 123,3 \text{ }\Omega$

$$R' = \frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_{TB}}} = \frac{1}{\frac{1}{55800} + \frac{1}{123,3}} = 123,02815 \, \Omega \quad (5.7)$$

Velikost simulované změny odporu  $\Delta R$ :

$$\Delta R = R_{TB} - R' = 123,3 - 123,02815 = 0,27185 \, \Omega \quad (5.8)$$

Velikost prodloužení pro tenzometr s konstantou  $k = 1,9$ :

$$\varepsilon_{OB} = \frac{\Delta R}{k \cdot R_{TB}} = \frac{0,27185}{1,9 \cdot 123,3} = 1,1604 \cdot 10^{-3} = 1,1604 \, \text{‰} \quad (5.9)$$

Stanovení přepočítací konstanty pro přepočet měřicího napětí na poměrné prodloužení. Pro výpočet konstanty je třeba znát kalibračního napětí  $U_B$ , v mém případě je tato hodnota  $U_B = 4,08 \, \text{V}$ .

$$K_{OB} = \frac{\varepsilon_{OB}}{U_B \cdot n} = \frac{1,1604}{4,08 \cdot 2} = 0,1422 \, \text{‰/V} \quad (5.10)$$

Konstanta pro stanovení ohybového momentu:

$$\sigma_O = \frac{M_{OB}}{W_O} \Rightarrow E \cdot K_{OB} = \frac{M_{OB}}{W_O} \Rightarrow M_{OB} = E \cdot K_{OB} \cdot W_O \quad (5.11)$$

$$M_{OB} = E \cdot K_{OB} \cdot \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}$$

$$M_{OB} = 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,1422 \cdot \frac{\pi \cdot (30^4 - 24^4)}{32 \cdot 30}$$

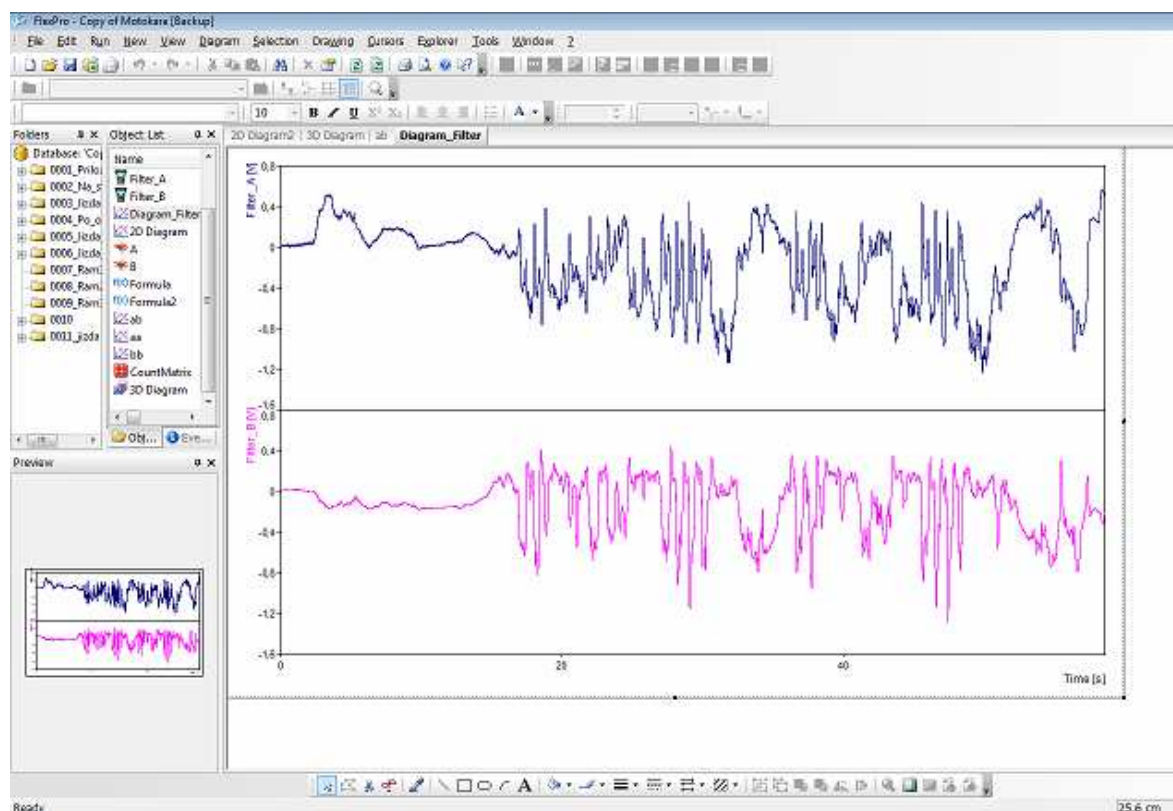
$$M_{OB} = 46,734 \, \text{Nm/V}$$

## 5.1. Režim měření

Jak již bylo uvedeno v kapitole 3, měření probíhalo v kryté hale na závodním okruhu firmy MZ-Kart se sídlem v Havířově. Trať je dlouhá 190 m a je tvořena 8 zatáčkami. V případě jízdy proti směru hodinových ručiček, se jedná o pět zatáček levotočivých a tři pravotočivé. Při měření jsme jeli vždy 4 kola po směru a 4 kola proti směru hodinových ručiček. Motokáru řídil mechanik firmy MZ-Kart. Větší polovina trati se jezdí pod plným plynem. Jede-li řidič ideální stopou, je nucen brzdit pouze v jednom nebo ve dvou případech.

## 5.2. Výsledky měření

Pro vyhodnocení získaných údajů z měření jsem použil software FlexPro [17], viz obr. 5.2.

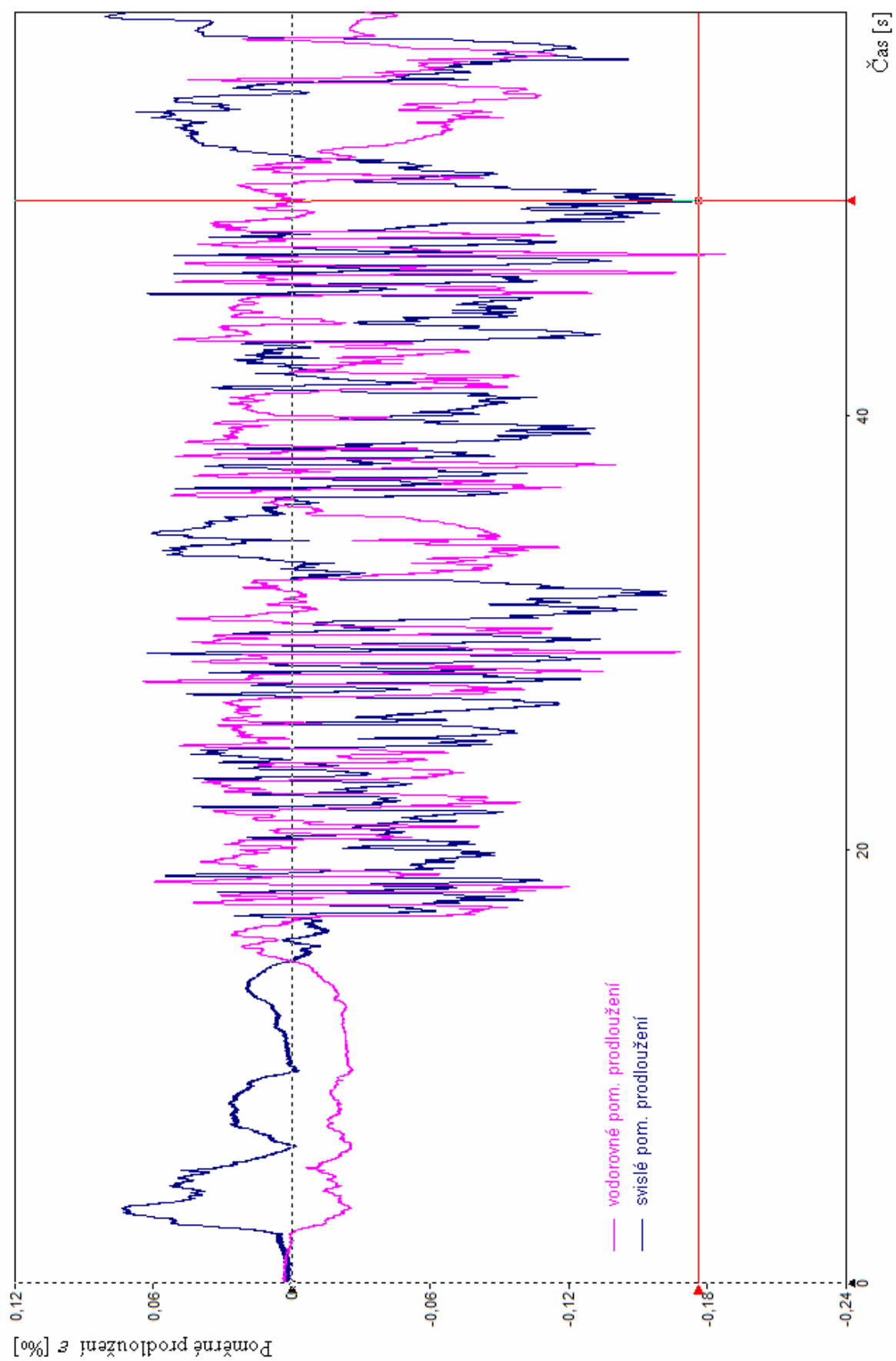


Obr. 5.2 – Software FlexPro

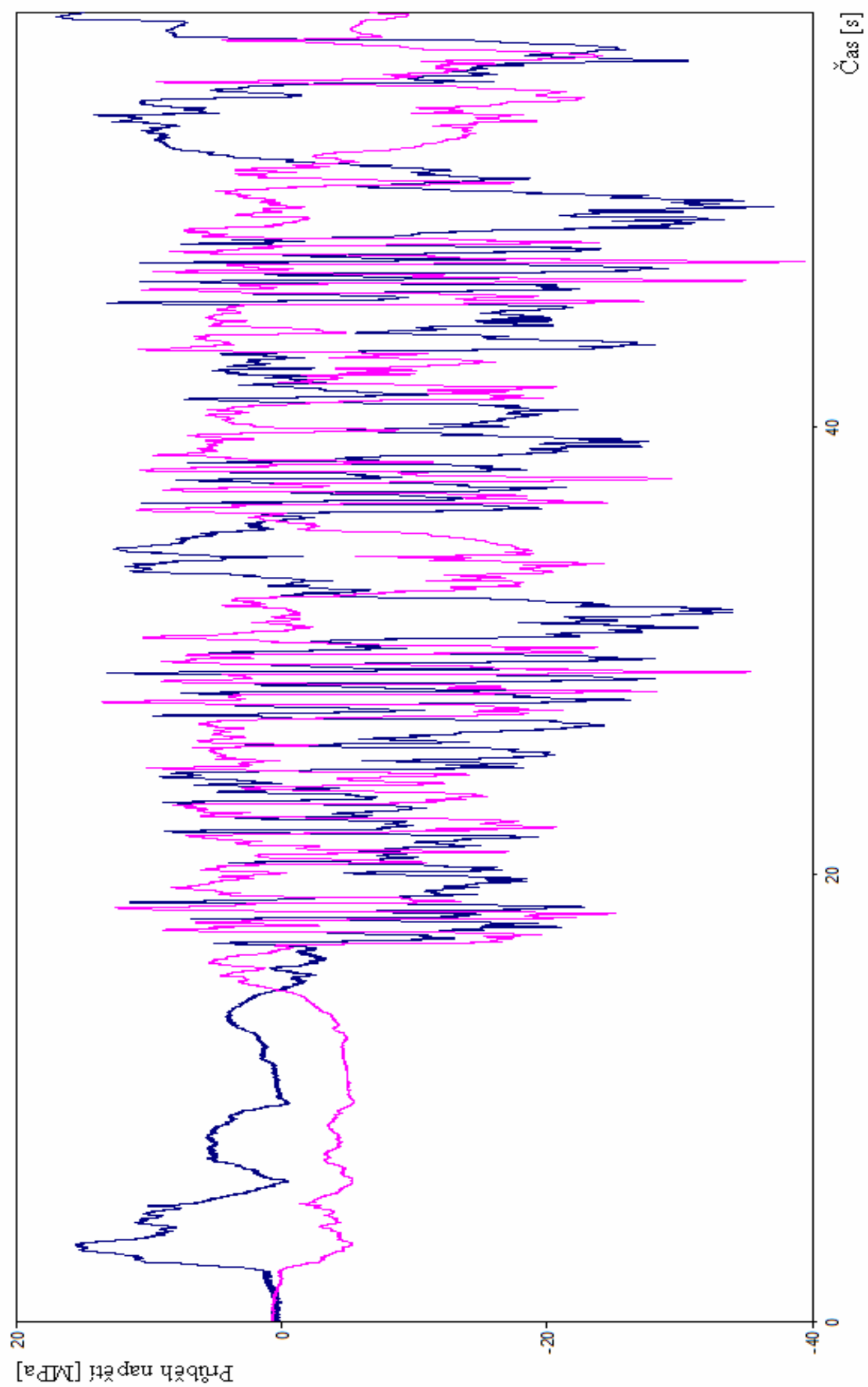
Naměřené průběhy (obr. 5.2) jsem násobil přepočítací konstantou (5.5 a 5.10) a získal průběh poměrného prodloužení (obr. 5.3)

Dalším přepočtem jsem získal průběh napjatosti v místě instalace tenzometrů, viz obr. 5.4.





Obr. 5.3 - Průběhy poměrných prodloužení



Obr. 5.4 – Průběhy ohybového namáhání

Z naměřených záznamů jsem pro výpočet vybral ten záznam, který vykazoval nejvyšší hodnoty ohybového namáhání, viz obr. 5.4.

Z průběhu poměrných prodloužení, viz obr. 5.3, jsem vybral nejnepříznivější kombinaci svislého a vodorovného poměrného prodloužení. Výběr je vyznačen červeným kurzorem.

Odečtené hodnoty poměrných prodloužení z grafu (obr. 5.3), viz tab. 5.1

*Tab. 5.1 – Naměřená poměrná prodloužení*

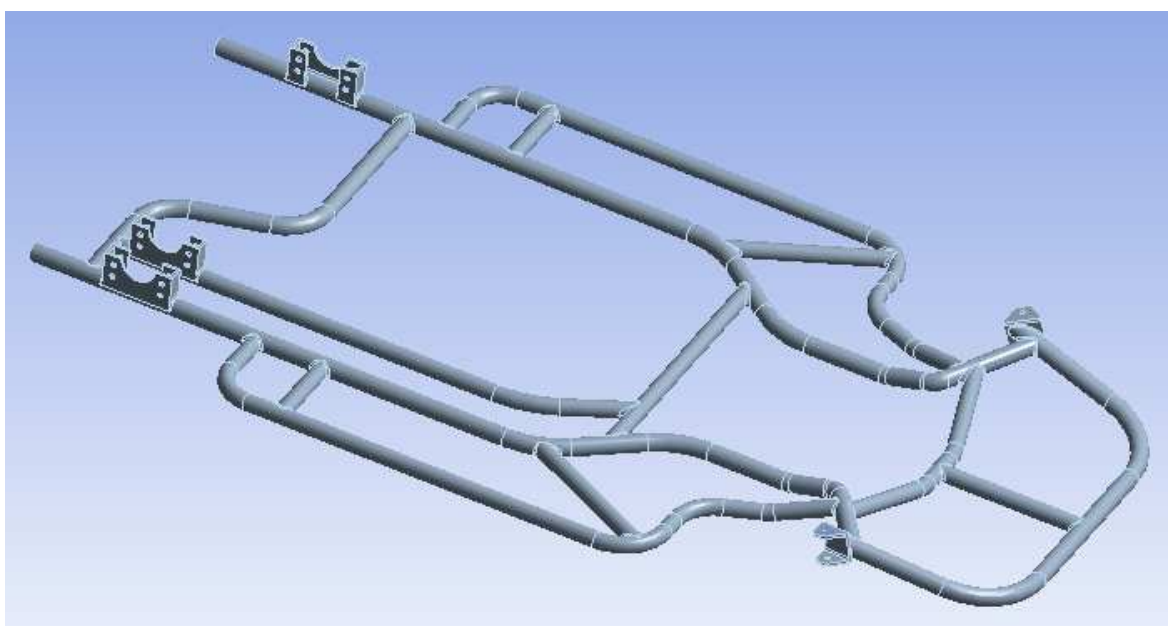
	Naměřená poměrná prodloužení [-]
<b>Svislé prodloužení</b>	$1,763 \cdot 10^{-4}$
<b>Vodorovné prodloužení</b>	$7,456 \cdot 10^{-6}$

## 6. NAPĚŤOVÁ ANALÝZA MKP

### 6.1. *Model rámu*

Abych mohl provádět napěťovou analýzu rámu motokáry pomocí metody konečných prvků, bylo nutné jej namodelovat. Výpočtovou část statické kontroly provedu v programu ANSYS Workbench. Z důvodu obtížného modelování rámu v tomto programu, jsem se rozhodl pro namodelování v programu CATIA V5, které je uživatelsky příjemnější. Oba programy podporují stejný formát souboru *step*, čímž je zaručen import modelu z CATIE do ANSYSU.

Ve skutečnosti jsou na rámu, mimo jiné, navařeny různé úchytky, které na tuhost motokáry nemají žádný vliv, slouží pouze pro připevnění různých částí (např. pedály, sedadlo řidiče, úchyty pro připevnění kapotáže atd.). Z důvodu tvorby sítě, která je nezbytná pro provedení výpočtu, se vyhnu namodelování zmiňovaných úchytlů a vytvořím holý model, viz. obr. 6.1.



*Obr. 6.1 - Rám motokáry*

#### Okrajové podmínky

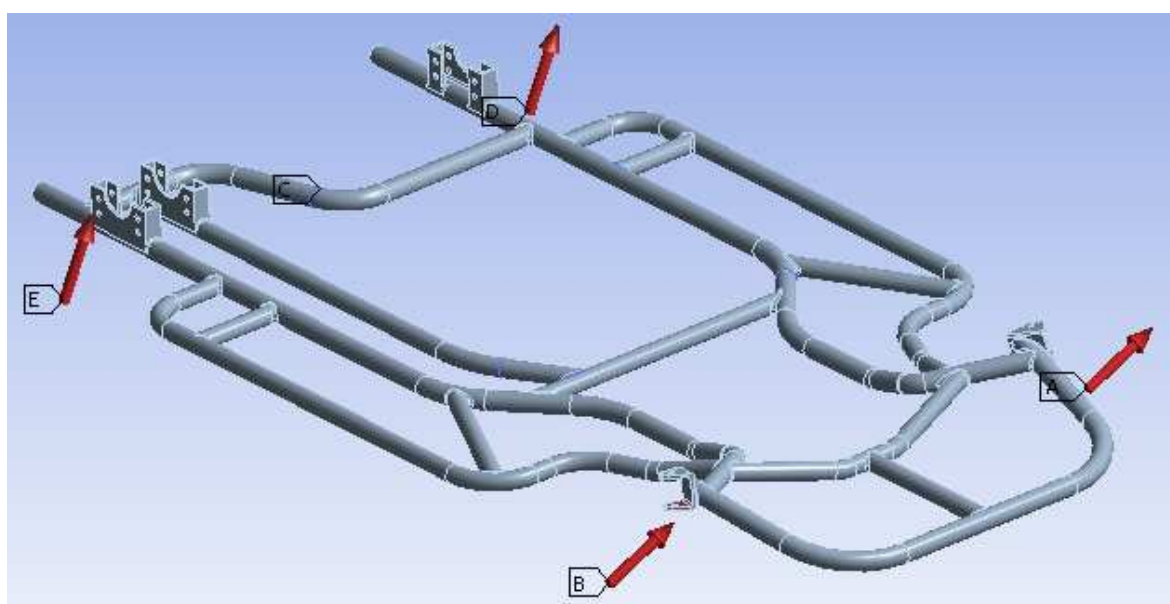
- pro upevnění modelu (constrantion) jsem použil body, ve kterých je uchycena sedačka

- pro simulaci zatížení byly vybrány funkce *Remote Force*, u kterých jsem určil působíště (styk kola s vozovkou) a plochy, na které působí. Velikost silových účinků si program sám přepočítá.

## 6.2. Zjištění teoretických poměrných prodloužení

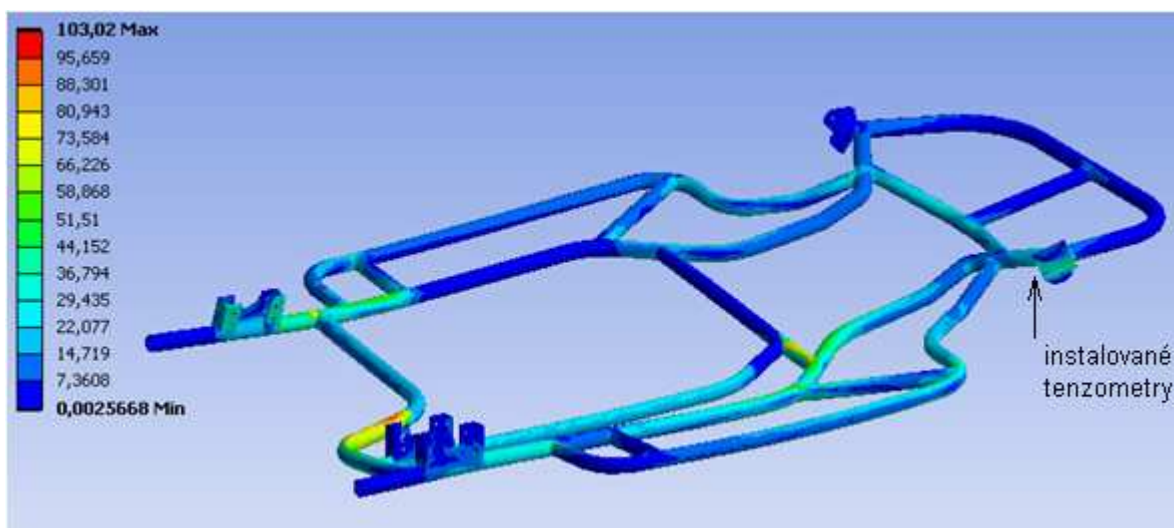
Pro zjištění velikosti teoretických poměrných prodloužení využiji namodelovaný rám motokáry a známé hodnoty teoreticky stanovených zátěžných parametrů z tab. 3.1.

Výsledek nadefinovaného zatížení rámu motokáry, připraveného pro analýzu, je vyobrazen na obr. 6.2

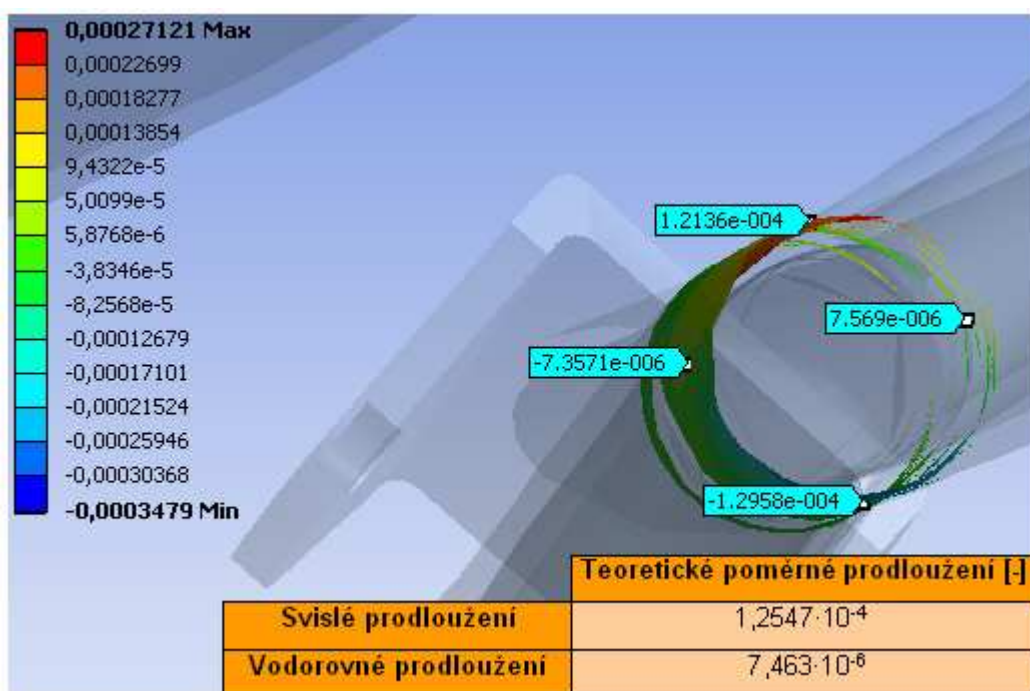


Obr. 6.2 - Nadefinované zatížení rámu

Výsledný průběh redukovaného napětí po zatížení je znázorněn na obr. 6.3. Na druhém obrázku (obr. 6.4) jsou označena místa nalepených tenzometrů s příslušnými hodnotami poměrného prodloužení pro svislý a vodorovný kanál.



Obr. 6.3 – Průběh napětí



Obr. 6.4 – Teoretická poměrná prodloužení v místě instalovaných tenzometrů

Pro porovnání teoretických poměrných prodloužení s naměřenými poměrnými prodlouženími sem vkládám tabulku (tab.5.1) z kapitoly 5.

	Naměřená poměrná prodloužení [-]
Svislé prodloužení	$1,763 \cdot 10^{-4}$
Vodorovné prodloužení	$7,456 \cdot 10^{-6}$

Při porovnávání výsledků poměrných prodloužení jsem se rozhodnul pro přesnější určení zatěžujících sil. Důvodem tohoto rozhodnutí byla větší odchylka mezi naměřenou a teoretickou hodnotou poměrného prodloužení pro svislý kanál.

### 6.3. Upřesnění zátěžných parametrů

Přiblížení se k hodnotám naměřených poměrných prodloužení provedu tak, že budu korigovat velikosti zatěžujících sil. Při hledání nových velikostí zatěžujících sil jsem zachovával jejich vzájemný velikostní poměr. Pro výpočet využiji stejného modelu rámu, včetně nadefinovaných okrajových podmínek. Výsledek výpočtu je zobrazen na obr. 6.5.



Obr. 6.5 - Poměrná prodloužení po upřesnění zátěžných sil

Výsledkem simulace jsou následující hodnoty působících sil v místech kol (tab. 6.1), které budu následně používat pro pevnostní a dynamickou kontrolu rámu

Tab. 6.1 - Porovnání teoretických a upřesněných sil

	Vodorovná síla		Svislá síla	
	Teoretická	Upřesněná	Teoretická	Upřesněná
<b>Síly v kole A</b>	$F_{BXp} = 7,08[N]$	$F_{BXp} = 33,9[N]$	$F_{BYp} = 3,16[N]$	$F_{BYp} = 15,13[N]$
<b>Síly v kole B</b>	$F_{AXp} = 1202,92[N]$	$F_{AXp} = 1176,1[N]$	$F_{AYp} = 536,84[N]$	$F_{AYp} = 524,87[N]$
<b>Síly v kole D</b>	$F_{BXz} = 232,91[N]$	$F_{BXz} = 246,93[N]$	$F_{BYz} = 485,06[N]$	$F_{BYz} = 514,27[N]$
<b>Síly v kole E</b>	$F_{AXz} = 372,09[N]$	$F_{AXz} = 358,07[N]$	$F_{AYz} = 774,94[N]$	$F_{AYz} = 745,73[N]$

V tab. 6.2, je uvedeno porovnání procentuální přesnosti teoretických a upřesněných poměrných prodloužení vůči naměřenému. Z hodnot v této tabulce vyplývá, že upřesněním zátěžných parametrů, jsem se přiblížil k naměřeným hodnotám s nejnižším rozdílem 2 % a nejvyšším 5,8 %. Touto úpravou jsem zároveň zvýšil pětkrát přesnost výpočtu poměrného prodloužení, oproti teoretickému, ve svislé rovině. Ve vodorovné rovině klesla přesnost o 1,9 %. Příčinou rozdílných hodnot poměrných prodloužení jsou jiné reálné vstupní parametry. Významným prvkem bude zejména hodnota součinitele tření a rovněž jiné parametry skutečné jízdní dráhy.

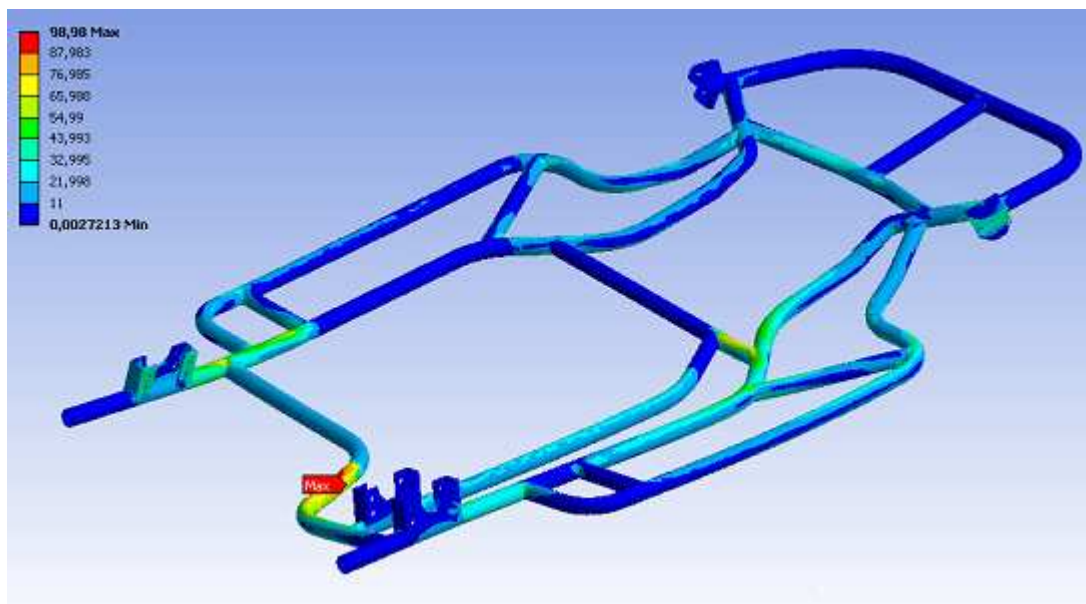
Tab. 6.2 – Vyhodnocení přesností jednotlivých poměrných prodloužení vůči naměřenému

	Poměrná prodloužení				
	Naměřená	Teoretická		Upřesněná	
			rozdíl [%]		rozdíl [%]
<b>Svislá rovina</b>	$1,763 \cdot 10^{-4}$	$1,2547 \cdot 10^{-4}$	28,8 %	$1,6599 \cdot 10^{-4}$	5,8 %
<b>Vodorovná rovina</b>	$7,456 \cdot 10^{-6}$	$7,463 \cdot 10^{-6}$	0,1 %	$7,3101 \cdot 10^{-6}$	2 %



## 6.4. Statická kontrola rámu

Pro statickou kontrolu rámu jsem použil upřesněné síly z tab. 6.1. Výsledný průběh napětí v rámu je zobrazen na obr. 6.6.

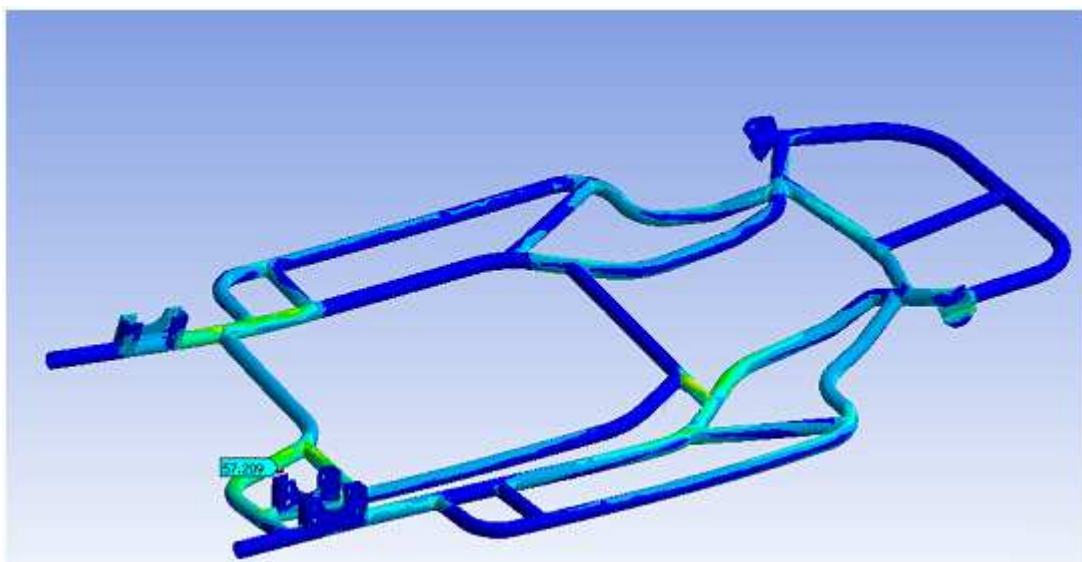


Obr. 6.6 - Průběhy redukovaných napětí

Z obr. 6.6 je zřejmé, že max. redukované napětí je v místě uchycení sedačky. Hodnota max. napětí je 98,98 MPa. Z důvodu velikosti a umístění napět'ové špičky v místě uložení sedačky řidiče, jsem se rozhodnul pro úpravu rámu s cílem zmenšení tohoto redukovaného napětí.

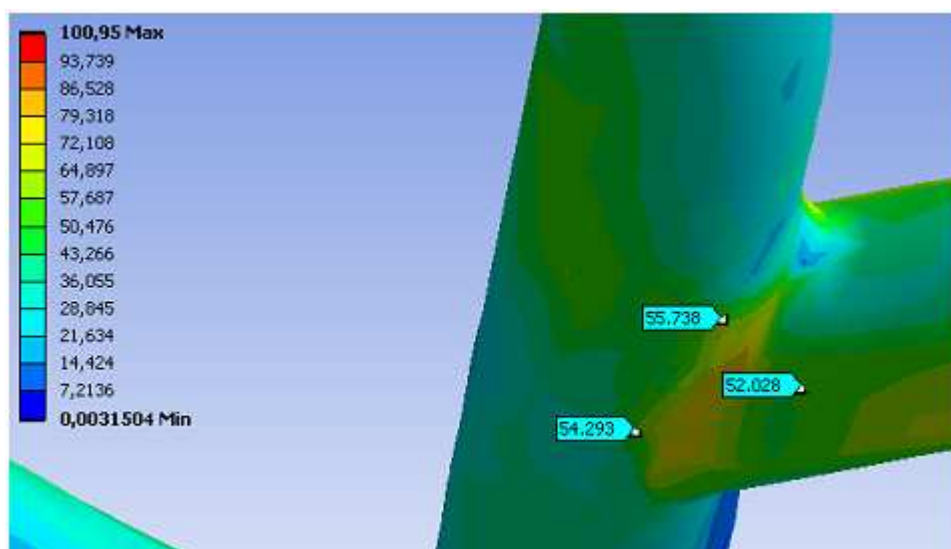
Při návrhu úpravy rámu, resp. jeho vyztužení, jsem vycházel z předpokladu, že nově vzniklá konstrukce nebude mít vliv na změnu zástavby motoru a zbylých částí motokáry.

Jako nejvhodnější variantou se ukázalo řešení s přidáním výztužné trubky, která povede kolmo, od podélných souběžných trubek, na kterých je uložena pohonná jednotka, k zahnuté trubce - k místu napět'ové špičky. Průběhy napětí na nově namodelovaném rámu jsou ukázány na obr. 6.7. Z obrázku je zřejmé, že v místě předešlé napět'ové špičky se výrazně snížilo napětí, a to z 98,98 MPa na 57,209 MPa.



*Obr. 6.7 - Průběhy ekvivalentního napětí u nově navrženého rámu*

Nově vzniklá napěťová špička má hodnotu  $75\text{ MPa}$ , ale jak je zřejmé z detailu na obr. 6.8, má tuto špičku na svědomí svařovaný spoj mezi dvěma trubkami, který se těžko popisuje ve výpočtových programech.



*Obr. 6.8 - Detail napěťové špičky*

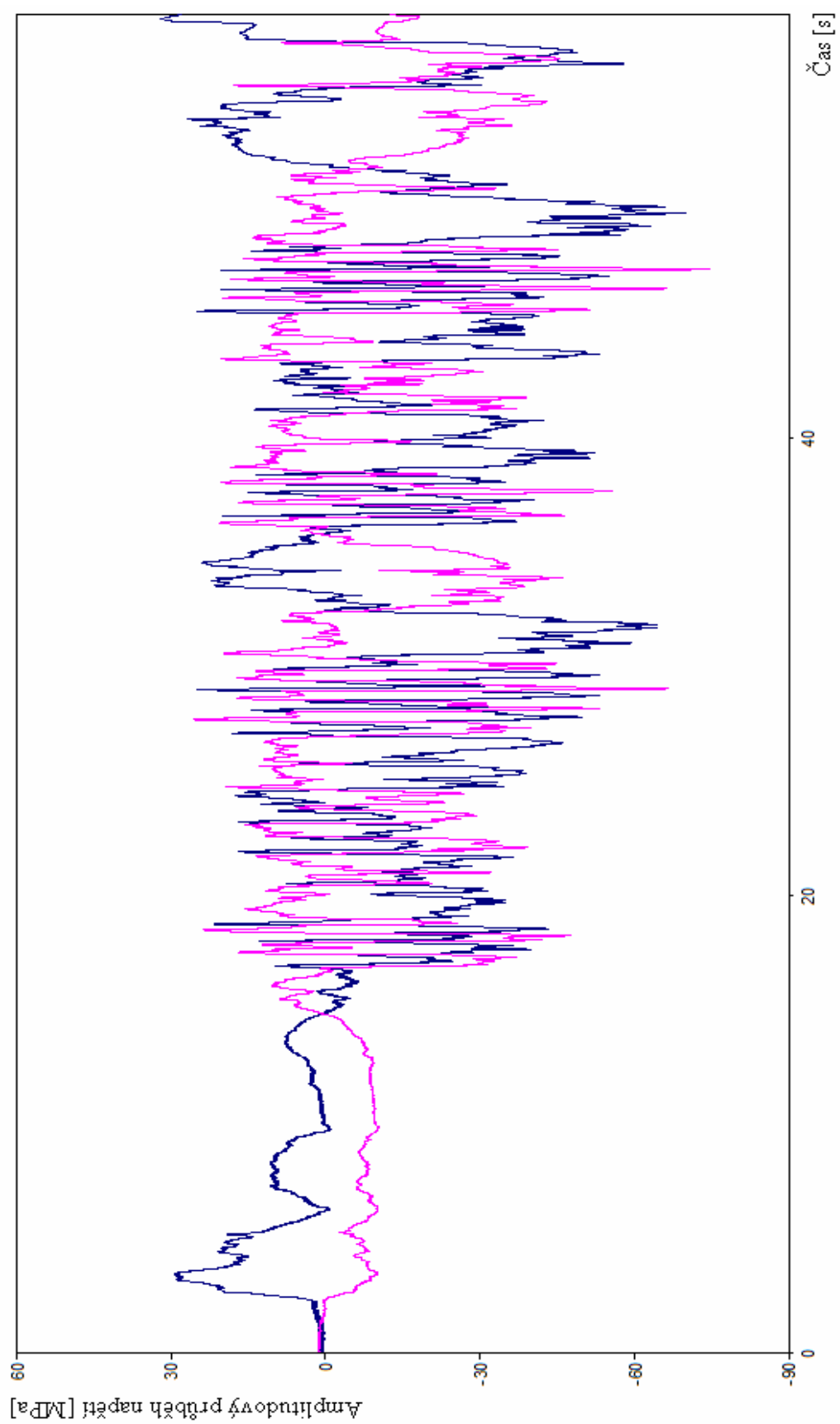
Výsledná bezpečnost, pro materiál 11 523 a hodnotu napětí  $\sigma_{ekv} = 75[MPa]$  bude:

$$\begin{aligned}k &= \frac{Re}{\sigma_{ekv}} \\k &= \frac{370}{75} \\k &= 4,93\end{aligned}\tag{6.1}$$

## 7. DYNAMICKÁ KONTROLA RÁMU

Dynamickou kontrolu rámu provedu pro upravený rám. Pro dynamickou kontrolu rámu, budu vycházet ze stupně poškození, připadající na jeden záznam, který odpovídá 4 odkrouženým kolům na závodní dráze. Stupeň poškození je bezrozměrná funkce poškození vyjadřující míru poškození na  $i$ -té hladině [3].

Pro výpočet vycházím z amplitudového průběhu napětí v rámu motokáry, který získáme přepočtením z obr. 5.4, a který je uveden na obr. 7.1. Pro výpočet budu v souladu s [3] uplatňovat Minerovu hypotézu která říká, že na únavovém poškození se podílejí jen amplitudy vyšší než je mez únavy.

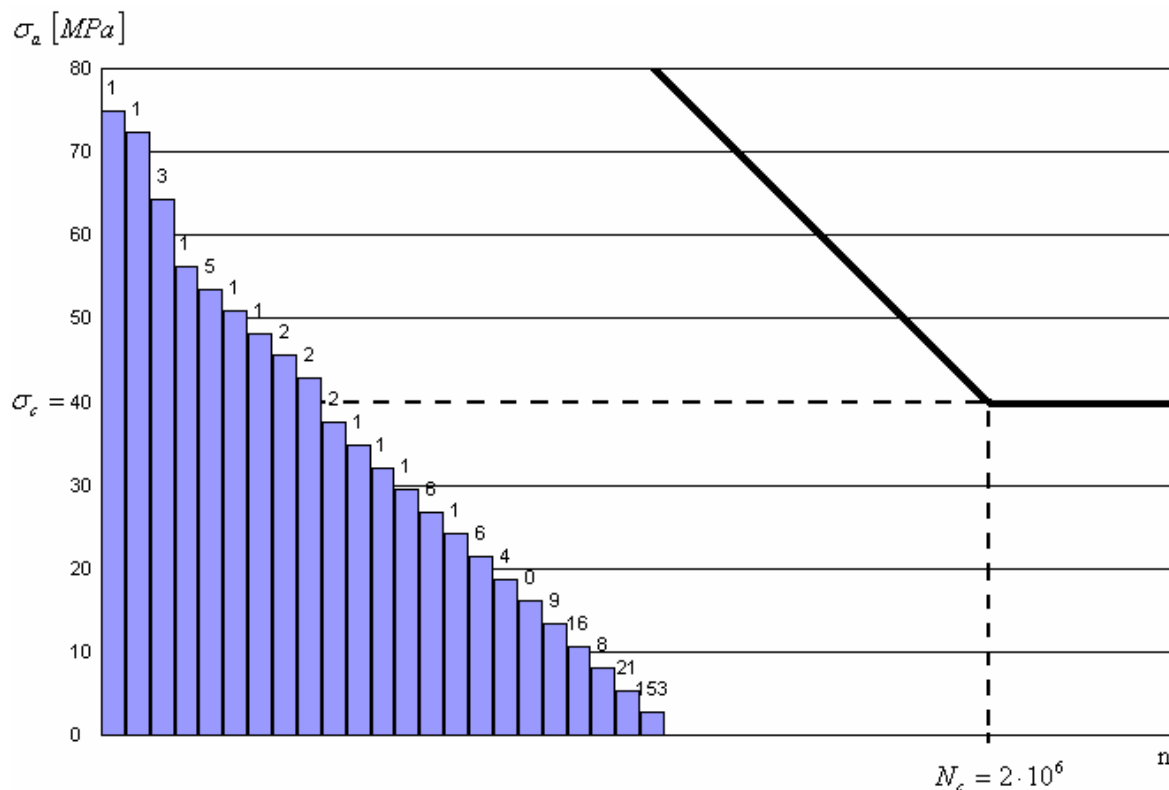


*Obr. 7.1 – Amplitudový průběh napětí*

Pro vytvoření schematizace zátěžného spektra napětí v místě svaru (obr.7.2), kde je koncentrace napětí jsem použil jednoparametrickou schematizaci metodou stékajícího deště (Rainflow counting), kterou disponuje použitý program FlexPro.

## 7.1. Výsledky schematizace

Schematizaci jsem provedl pomocí Wöhlerovy křivky a hladin, které představují velikost amplitudy, včetně počtu výskytu.



Obr. 7.2 - Wöhlerova křivka materiálu rámu včetně naměřených amplitud napětí

## 7.2. Stanovení meze únavy

Mez únavy pro materiál rámu jsem stanovil pomocí [1] z obr.7.3 a obr. 7.4. Dle prvního obrázku jsem si určil typ svarového spoje, v mém případě se jedná o typ č. 4 a dle následujícího obrázku jsem pro svar č. 4 provedl odečtení příslušné hodnoty  $\sigma_c$ .

č.	Typ svaru a jeho zatížení	Třída provedení	Označení čáry pro průřez podle obr. 5.8		
			A-A	B-B	C-C
1		-	1	-	-
2		AD	1	2	2
		BD	1	4	4
		CD	1	6b	6a
3		AD	1	3	3
		BD	1	5	5
		CD	1	6b	6a
4		CD	1	6b	8
5		CD	1	6b	8
6		AD	9	9	8
		BD	9	9	8
		CD	9	9	8

Obr. 7.3 – Specifikace svarového spoje

Svar č.	Třída prov.	Průřez								
		A-A			B-B			C-C		
		$\sigma_c(\tau_c)$ [MPa]	$\beta_s$	$\psi_s$	$\sigma_{c,s}(\tau_{c,s})$ [MPa]	$\beta_s$	$\psi_s$	$\sigma_{c,s}(\tau_{c,s})$ [MPa]	$\beta_s$	$\psi_s$
1	-	175	1	0,151	-			-		
2	AD	175	1	0,151	158	1,11	0,145	158	1,11	0,145
	BD				104	1,68	0,155	104	1,68	0,155
	CD				63	2,78	0,211	63	2,78	0,211
3	AD	175	1	0,151	134	1,30	0,140	134	1,30	0,140
	BD				93	1,88	0,155	93	1,88	0,155
	CD				63	2,78	0,211	63	2,78	0,211
4	CD	175	1	0,151	63	1,88	0,155	40	4,37	0,130
5	CD	175	1	0,151	63	1,88	0,155	40	4,37	0,130
6	AD	110	1,6	0,170	110	1,6	0,170	63	2,78	0,130
	BD									
	CD									

Obr. 7.4 – Hodnoty mezí únavy

### 7.3. Odhad stupně poškození

Jelikož jsem schopen určit, počet amplitud napětí, včetně velikostí, které přesahují mez únavy materiálu, v mém případě  $\sigma_c = 40 \text{ MPa}$  pro  $N_c = 2 \cdot 10^6$  cyklů. Na obr. 7.2 jsou znázorněny všechny zaznamenané amplitudy s počtem výskytu. Můžeme si všimnout, že 9 amplitud překročilo mez únavy  $\sigma_c$  a právě s těmito amplitudami napětí budu počítat. Jejich velikosti s počtem výskytu jsou uvedeny v tab. 7.1.

Tab. 7.1 - Velikosti amplitud s počtem výskytu

	$\sigma_{a1}$	$\sigma_{a2}$	$\sigma_{a3}$	$\sigma_{a4}$	$\sigma_{a5}$	$\sigma_{a6}$	$\sigma_{a7}$	$\sigma_{a8}$	$\sigma_{a9}$
<b>Velikost amplitudy MPa</b>	42,86	45,54	48,21	50,89	53,57	56,25	64,29	72,32	75
<b>Výskyt</b>	2	2	1	1	5	1	3	1	1

Jelikož počet hladin přesahujících mez únavy nebyl veliký, provedl jsem stanovení stupně poškození ručně pro každou hladinu. Příklad výpočtu pro nejvyšší hladinu je:

$$\sigma_{a1}^m \cdot N_1 = \sigma_c^m \cdot N_c \quad (7.1)$$

$$N_1 = N_c \cdot \left( \frac{\sigma_c}{\sigma_{a1}} \right)^m$$

$$N_1 = 2 \cdot 10^6 \cdot \left( \frac{40}{42,86} \right)^4$$

$$N_1 = 1517669 \text{ cyklů}$$

Stupeň poškození pro  $\sigma_{a1}$  a  $N_1$

$$D = \frac{\text{celkem výskytů}}{\text{celkem cyklů}}$$

$$D_1 = \frac{2}{1517669} \quad (7.2)$$

$$D_1 = 1,31781 \cdot 10^{-6}$$



Výsledky hodnot mezního počtů cyklů (počtu cyklů do poškození) a stupňů poškození z jedné jízdy pro jednotlivé amplitudy jsou uvedeny v tab. 7.2.

Tab. 7.2 Přehled výsledků počtů cyklů a stupňů poškození pro příslušnou amplitudu

	limitní počet cyklů $N$	stupeň poškození $D$
$\sigma_{a1}$	1517669	1,318E-06
$\sigma_{a2}$	1190862	1,68E-06
$\sigma_{a3}$	947473,5	1,055E-06
$\sigma_{a4}$	763207,6	1,31E-06
$\sigma_{a5}$	621637,3	8,04E-06
$\sigma_{a6}$	511422,6	1,96E-06
$\sigma_{a7}$	299786,5	1,00E-05
$\sigma_{a8}$	187155,3	5,34E-06
$\sigma_{a9}$	161817,3	6,18E-06

Výsledný stupeň poškození ze spektra zatížení je, podle hypotézy lineární kumulace poškození, suma dílčích stupňů poškození z tab. 7.2.

$$\sum D_i = D_1 + D_2 + \dots + D_9 \quad (7.3)$$

$$\sum D_i = 3,6892 \cdot 10^{-5}$$

Celkovou dobu životnosti motokáry do první známky poruchy určíme z převrácené hodnoty součtu všech dílčích stupňů poškození  $D_1$  až  $D_9$ .

$$\frac{1}{\sum D_i} = \text{celková životnost} \quad (7.4)$$

$$\frac{1}{\sum D_i} = \frac{1}{3,6892 \cdot 10^{-5}} = 27106,3998$$

Jelikož, jak bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, jeden záznam představuje 4 okruhy, kde jeden okruh měří 190m, je možné vyjádřit celkovou životnost buďto počtem okruhů,

nebo ujetou vzdáleností. Já jsem se rozhodnul pro druhou variantu, tedy délku ujeté vzdálenosti do poruchy. Je zapotřebí vynásobit výsledek z (7.4) celkovou vzdáleností, která byla ujeta během 4 okruhů, tedy 760m. Poté získáme celkový počet metrů, resp. kilometrů, který motokára ujede do první známky únavové poruchy.

$$27106,3998 \cdot 0,76 = 20600,8639 \text{ km}$$

Životnost rámu motokáry do prvního příznaku únavové poruchy je přibližně 20600km. Pokud budeme předpokládat extrémní situaci, kdy motokára bude jezdit 200 dní v roce a při každé jízdě najede cca 30km, odpovídá tato životnost skoro 3 a půl rokům. Při konzultaci s místními mechaniky bylo zjištěno, že výsledek se dá považovat za reálný, neboť vzdálenost 20600km mi určuje dobu do prvních příznaků poruch (vznik malých trhlin) a ne dobu, kdy dojde k destrukci rámu.

## 8. KONTROLA ŘÍZENÍ

### 8.1. *Kontrola ramene řízení*

Pro kontrolu navrženého ramene řízení budu vycházet ze získaných sil, které znám ze statické kontroly rámu, viz. tab. 6.1. Pro výpočet použiji síly, které působí na přední kolo, na vnější straně zatáčky, neboť právě toto kolo je nejvíce zatížené. Jedná se o tyto hodnoty:

$$F_{AXp} = 1176,1 \text{ N}$$

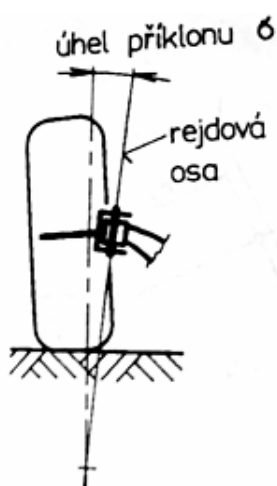
$$F_{AYp} = 524,87 \text{ N}$$

Pomocí sil  $F_{AXp}$  a  $F_{AYp}$  zjistíme momenty působící na rameno řízení. Tyto momenty vznikají z důvodu příklonu a záklonu rejdové osy, výpočet dle [6].

#### 8.1.1. Příklon rejdové osy

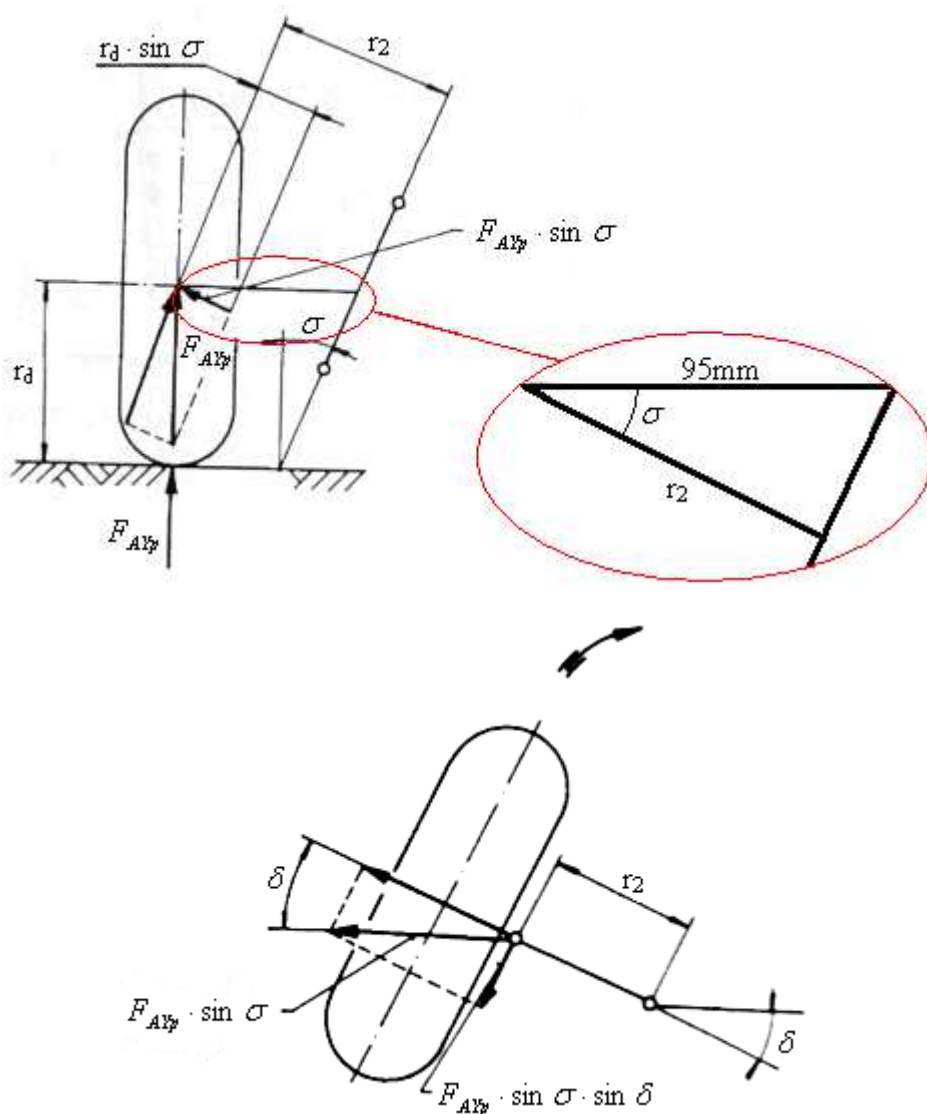
Příklon rejdové osy  $\sigma$  je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou motokáry, viz obr. 8.1. V mém případě je rejdová osa (tj. osa kolem níž se kolo při řízení vychyluje) totožná s osou rejdového čepu.

Příklon slouží k samočinnému vracení řízených kol do polohy pro přímou jízdu. Vlivem příklonu dochází při natáčení řízených kol k jejich zvedání. Síla tomu potřebná musí být vynaložena při natáčení volantu. Při uvolnění volantu po zatáčení tlačí zatížení předního ramena přední kola do přímé polohy, a to účinkem vratného momentu.



Obr. 8.1 - Rejdová osa

Přeložíme-li radiální reakci kola  $F_{Ay_p}$  k ose otáčení kola, pak vzhledem k rejdové ose působí složka svislé síly  $F_{Ay_p} \cdot \sin \sigma$ , a to na rameni  $r_2$ , viz obr. 8.2.



Obr. 8.2 - Určení vratného momentu vlivem příklonu rejdové osy

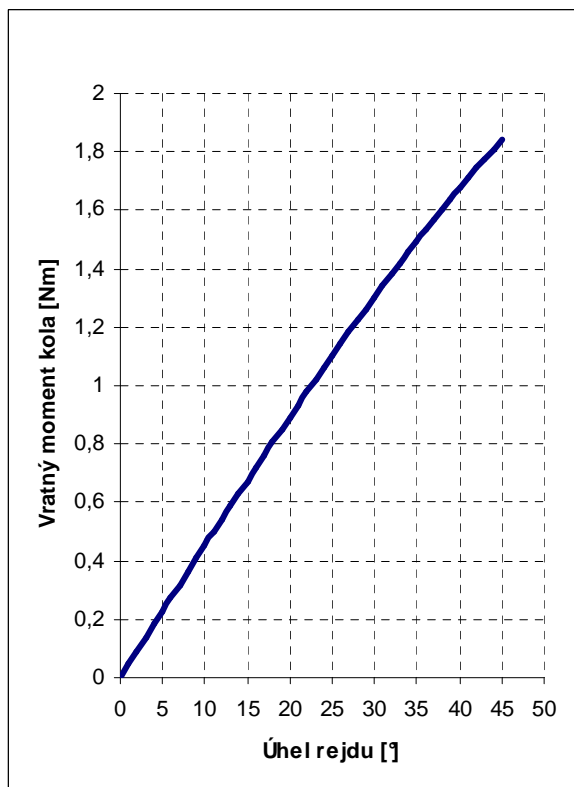
Pro toto rameno platí:

$$\cos \sigma = \frac{r_2}{95} \Rightarrow r_2 = 95 \cdot \cos 3^\circ$$

$$r_2 = 94,87 \text{ mm}$$
(8.1)

Při vychýlení kola o úhel rejdu  $\delta$  působí na rameni  $r_2$  vzhledem k rejdové ose složka  $F_{Ay_p} \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta \cdot r_2$  (obr. 8.2), čímž vzniká vratný moment jednoho kola. Průběh vratného

momentu při konstantní síle  $F_{AYp}$  v závislosti na úhlu rejdu  $\delta = 0^\circ \div 45^\circ$  je znázorněn na obr. 8.3.



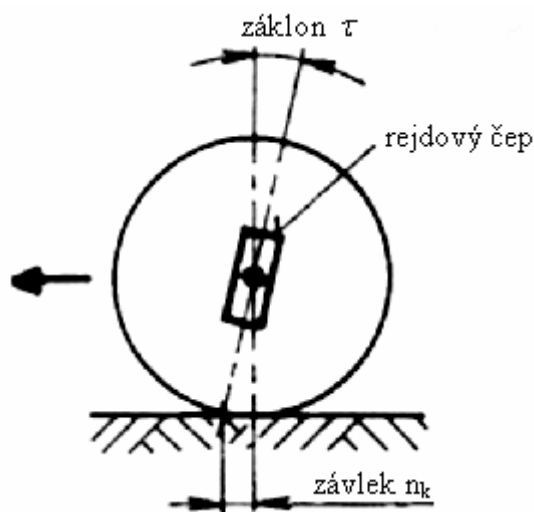
Obr. 8.3 - Závislost vratného momentu na úhlu rejdu

$$\begin{aligned}
 M_{\sigma 1} &= F_{AYp} \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta \cdot r_2 \\
 M_{\sigma 1} &= 524,87 \cdot \sin 3^\circ \cdot \sin 30^\circ \cdot 0,09487 \\
 M_{\sigma 1} &= 1,303 \text{ Nm}
 \end{aligned}
 \tag{8.2}$$

### 8.1.2. Záklon rejdové osy

Záklon rejdové osy  $\tau$  je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou motokáry, obr. 8.4. Je uvažován kladně, je-li rejdová osa skloněna vzad a záporně, je-li skloněna vpřed.

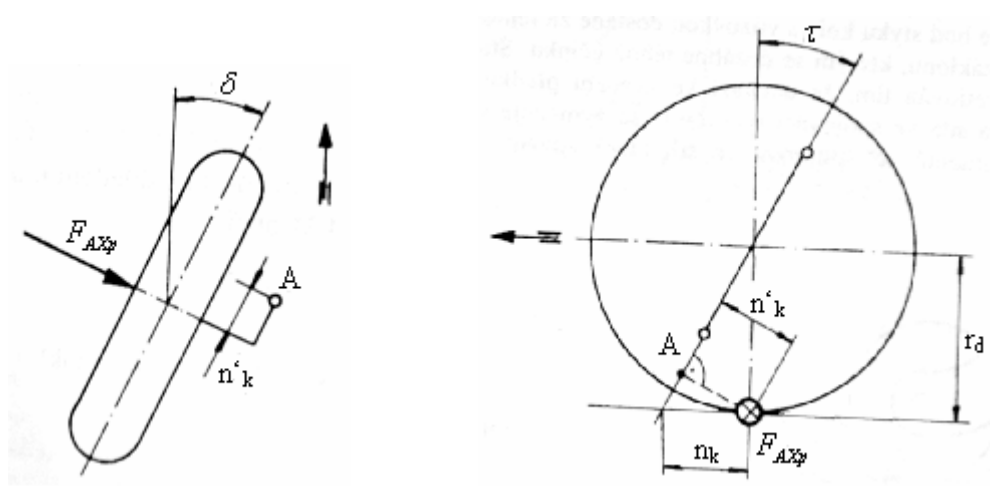
Závlek  $n_k$  je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou motokáry. Je uvažován kladně, je-li průsečík před středem styku pneumatiky a záporně, je-li za ním (tzv. předvlek).



Obr. 8.4 - Záklon rejdové osy

Vodorovná boční síla  $F_{AXp}$  působí vzhledem k ose rejdového čepu na rameni  $n'_k$ . Pro rameno  $n'_k$  dle obr. 8.5 platí

$$\begin{aligned} n'_k &= r_d \cdot \sin \tau \\ n'_k &= 0,125 \cdot \sin 17^\circ \\ n'_k &= 0,0365 \text{ m} \end{aligned} \quad (8.3)$$



Obr. 8.5 - Určení vratného momentu vlivem záklonu rejdové osy

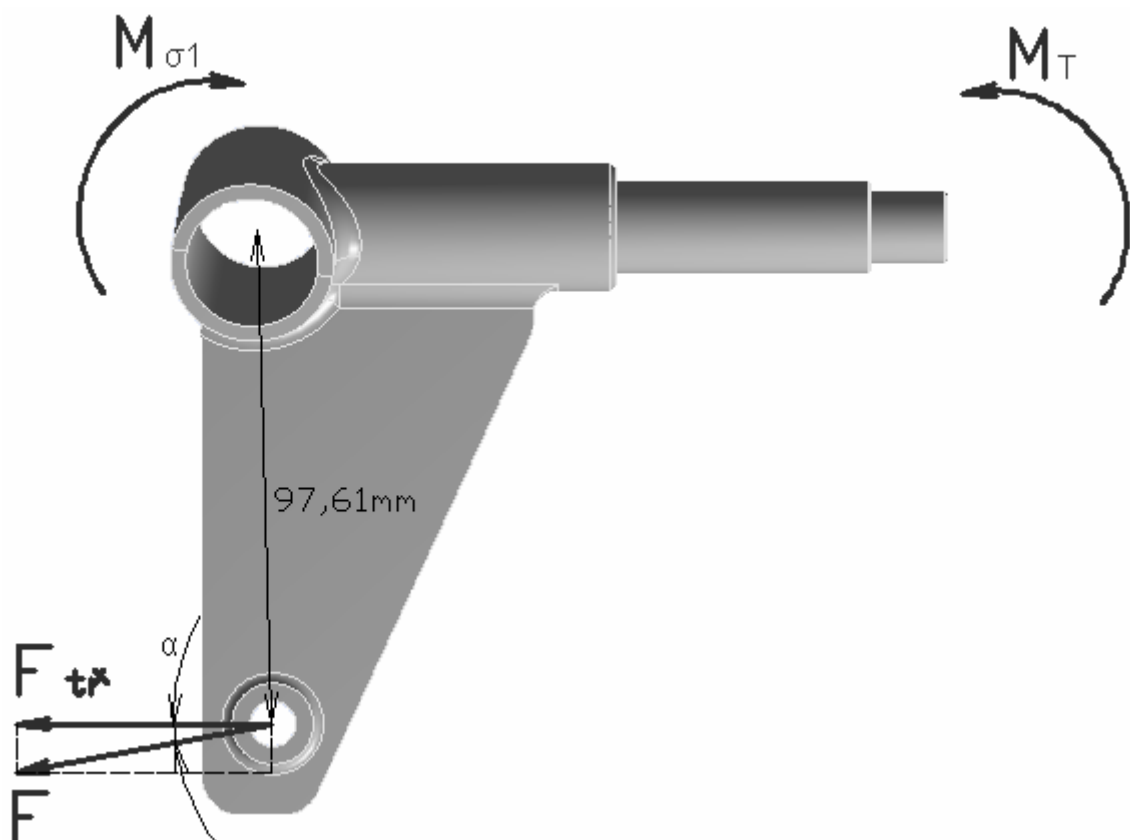
Boční síla  $F_{AXp}$  vzniká odstředivou silou a vytváří moment. Moment boční síly je

$$M_{\tau} = F_{Axp} \cdot n'_k \quad (8.4)$$

Při odvalování kola v zatáčce, kdy vzniká úhel směrové úchylny pneumatiky se moment boční síly zvětší ještě vlivem závleku pneumatiky  $n_s$ . Hodnotu závleku pneumatiky volím  $n_s = 5 \text{ mm}$ .

$$\begin{aligned} M_{\tau} &= F_{Axp} \cdot (n'_k + n_s) \\ M_{\tau} &= 1176,1 \cdot (0,0365 + 0,005) \\ M_{\tau} &= 48,81 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (8.5)$$

Pakliže známe vratný moment a moment boční síly, můžeme snadno vypočítat sílu  $F_{tr}$ , která se přenáší do táhla řízení, obr. 8.6.



Obr. 8.6 - Síly a momenty působící na rameno řízení

Výpočet síly v táhle řízení  $F_{tr}$

$$M_{\tau} - M_{\sigma1} - F_{tr} \cdot 0,09761 = 0 \quad (8.6)$$

$$F \cdot \cos \alpha \cdot 0,09761 = 48,81 - 1,303$$

$$F = \frac{48,81 - 1,303}{\cos 1,174^\circ \cdot 0,09761}$$

$$F = 486,8 \text{ N}$$

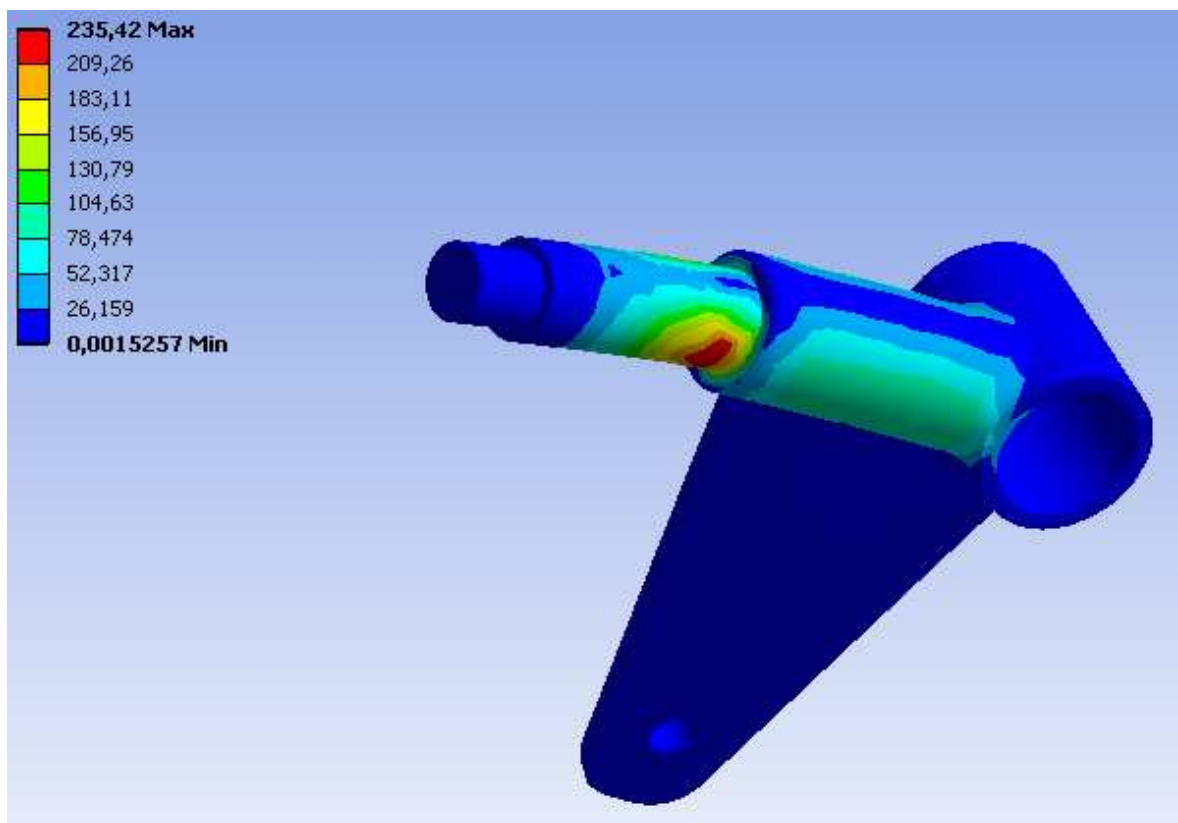
potom

$$F_{tr} = F \cdot \cos \alpha$$

$$F_{tr} = 486,8 \cdot \cos 1,174^\circ$$

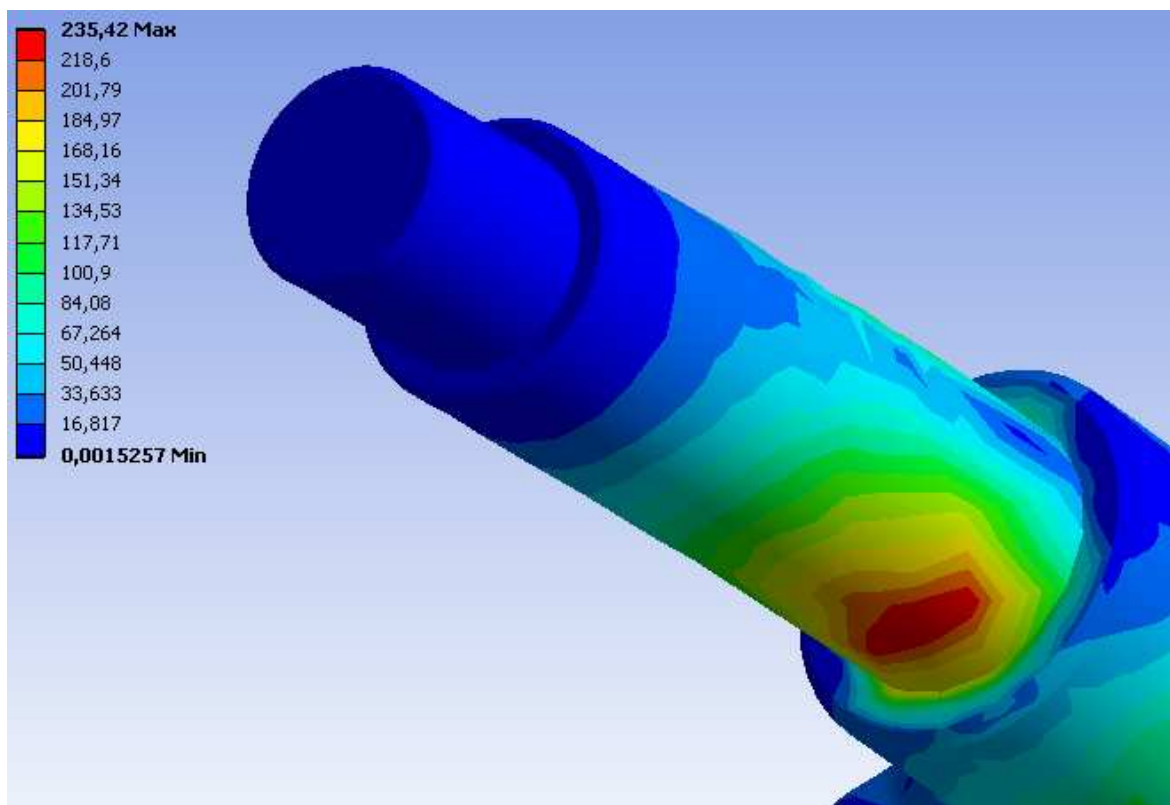
$$F_{tr} = 486,7 \text{ N}$$
(8.7)

Nyní, když známe sílu  $F_{tr}$  v táhle řízení, můžeme přistoupit ke kontrole ramene řízení a následně i táhla a tyče řízení.



Obr. 8.7 - Kontrola ramene řízení





*Obr. 8.8 - Detail max. napětí v rameni*

Z obr. 8.8 je zřejmé, že napěťová špička se nachází v místě uložení kola a její max. hodnota činí 235,42 MPa. Jelikož je pro rameno volen materiál 15 230, který se běžně používá např. u hnacích náprav motorových vozidel nebo pák řízení, s mezí kluzu  $R_{e\min} = 835 \text{ MPa}$ , je tento výsledek postačující.

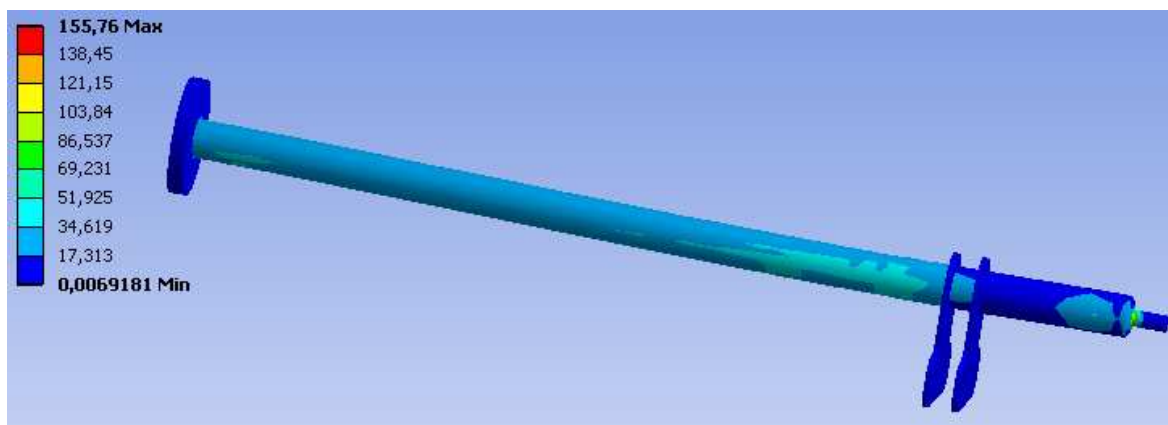
Výsledná bezpečnost:

$$\begin{aligned}
 k_r &= \frac{R_{e\min}}{\sigma_{ekv}} \\
 k_r &= \frac{835}{235,42} \\
 k_r &= 3,55
 \end{aligned}
 \tag{8.8}$$

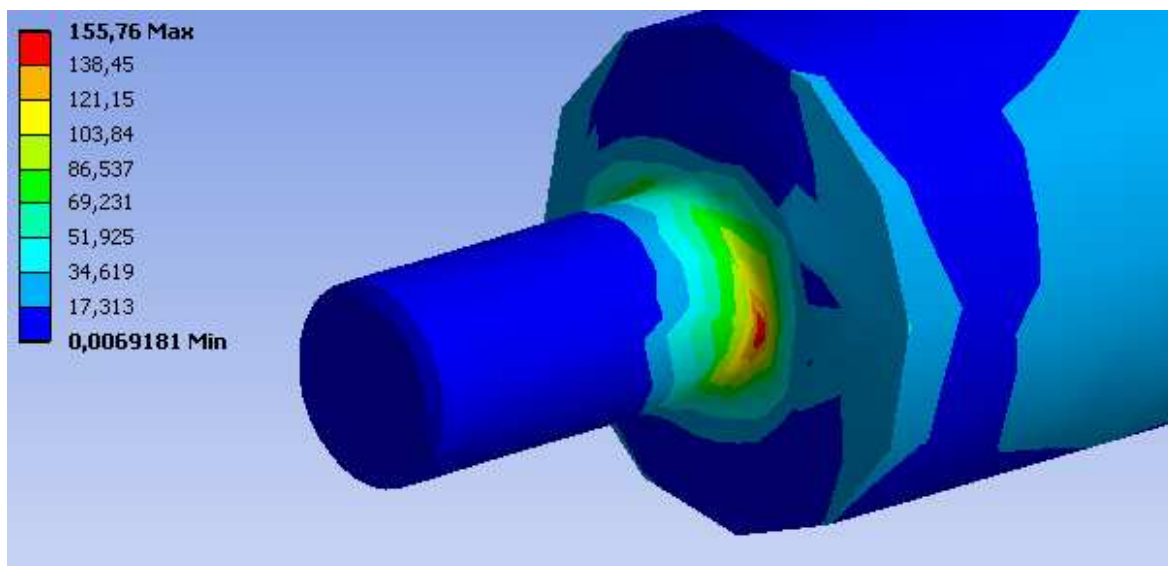
## 8.2. Kontrola tyče řízení

Pro kontrolu tyče řízení je důležité znát síly, která působí v levém a v pravém táhle řízení. Sílu působící v pravém táhle řízení známe již z (8.7). Druhou sílu  $F_{tř2}$  určíme dle totožného postupu výpočtu, jak tomu bylo při určení  $F_{tř}$  a dostaneme, že  $F_{tř2} = 14,03 \text{ N}$ .

Výsledný průběh napětí je vyobrazen na obr. 8.9.



Obr. 8.9 - Průběh napětí v tyči řízení



Obr. 8.10 - Detail max. hodnoty napětí

Na obr. 8.10 si můžeme všimnout, že max. hodnota napětí se nachází v místě změny průměru, kde je menší zaoblení. V okruhu cca 2 až 3 mm od maxima se hodnota napětí snížila skoro o polovinu.

Jelikož nedokážeme určit rozdíl mezi skutečnou a vypočtenou hodnotou max. napětí, budeme pro výpočet bezpečnosti brát vypočtenou hodnotou, materiál zvolen 15 230.

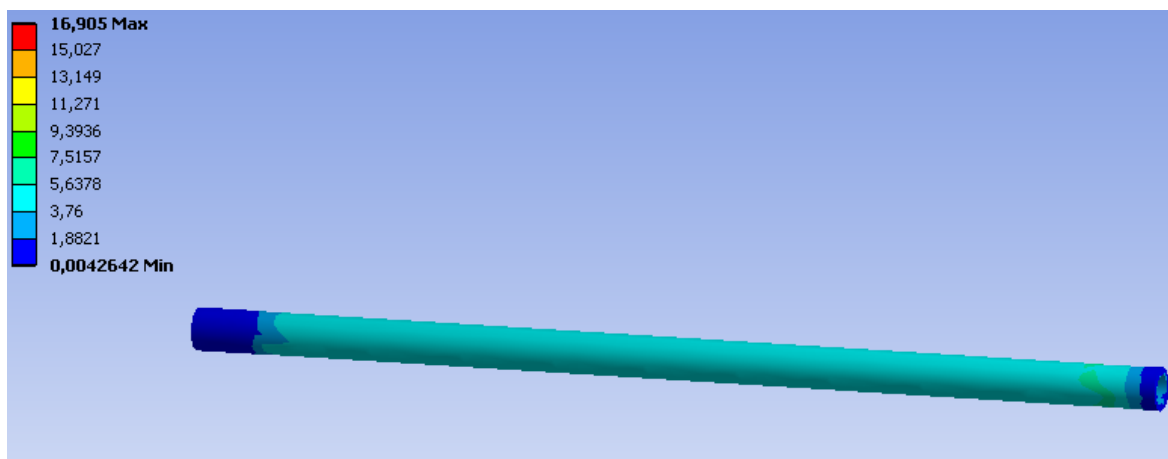
$$k_{tř} = \frac{R_{e \min}}{\sigma_{ekv}}$$

$$k_{tř} = \frac{835}{155,76} \quad (8.9)$$

$$k_{tř} = 5,36$$

### 8.3. Kontrola táhla řízení

Pro kontrolu táhla řízení využijeme známou sílu  $F_{tř}$ . Z obr. 8.11 je patrné, že tyč řízení, není vystavována velkým zátěžím, čemuž odpovídá i velmi vysoká bezpečnost  $k_t$ .



Obr. 8.11 - Průběh napětí v táhle řízení

$$k_t = \frac{R_{e \min}}{\sigma_{ekv}}$$

$$k_t = \frac{835}{16,9} \quad (8.10)$$

$$k_t = 49,4$$

## 9. DYNAMICKÁ KONTROLA ŘÍZENÍ

Dynamická kontrola řízení (rameno řízení, tyč řízení, táhlo řízení) bude provedena ve stejném smyslu, jako dynamická kontrola rámu. Bohužel pro zvolený materiál prvků řízení nebyla zjištěna Wöhlerova křivka příslušející svařencům, je tedy nutné si mez únavy zjistit pomocí poměrné metody meze kluzu ku mezi únavy, jež známe z materiálu pro rám.

### 9.1. *Dynamická kontrola ramene řízení*

Stanovení meze únavy

Neboť v literatuře [5] se uvádí pro materiál 11 523 rozsah meze kluzu mezi 284 MPa až 490 MPa, budu brát jejich aritmetický průměr.

- mez kluzu pro materiál 15 230 je dle [5] min 835 MPa

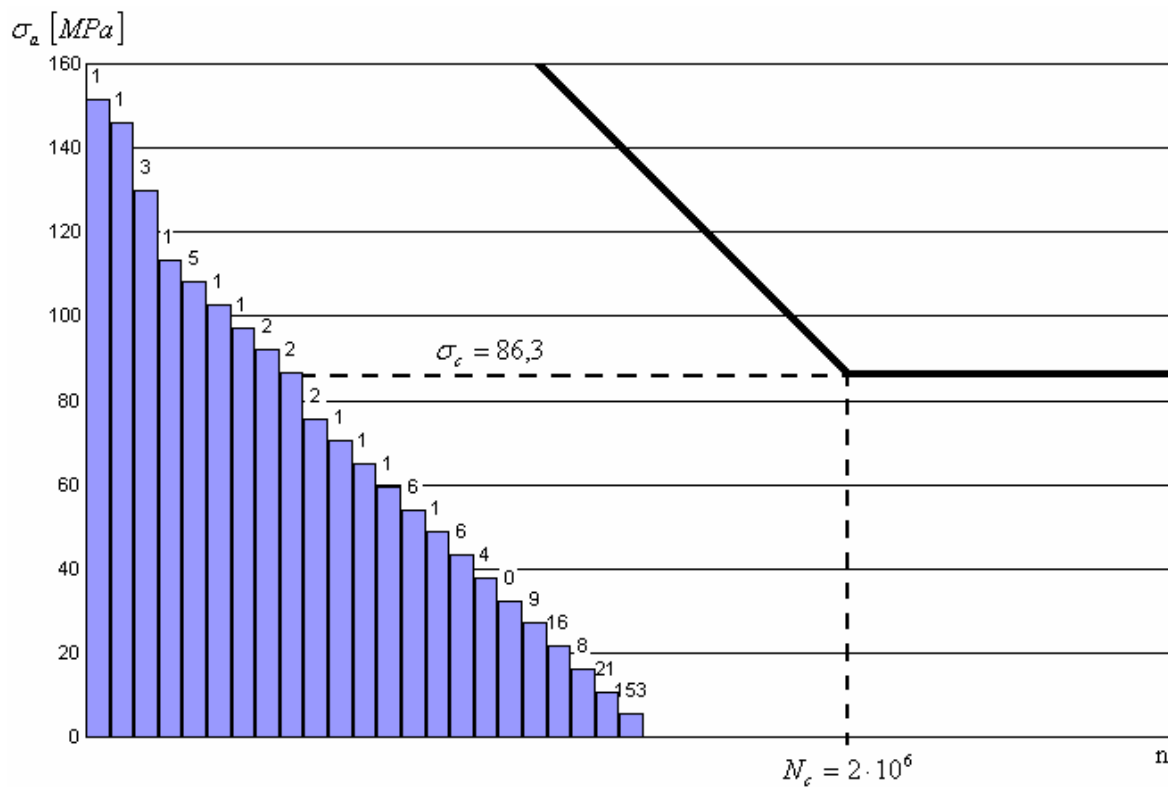
$$\frac{\text{mez kluzu pro 11523}}{\sigma_c} = \frac{\text{mez kluzu pro 15230}}{\sigma_{cl}} \quad (9.1)$$

$$\sigma_{cl} = \frac{835 \cdot 40}{\frac{(284 + 490)}{2}}$$

$$\sigma_{cl} = 86,3 \text{ MPa}$$

Když znám mez únavy pro materiál 15 230, můžu provést vyhodnocení počtu amplitud, které přesahují mez únavy. Výsledný počet těchto amplitud, včetně znázornění Wöhlerovy křivky, je znázorněn na obr. 9.1.

## Výsledek schematizace



Obr. 9.1 - Wöhlerova křivka materiálu ramene včetně naměřených amplitud napětí

## Stanovení stupně poškození

Tab. 9.1 - Velikosti amplitud s počtem výskytu

	$\sigma_{a1}$	$\sigma_{a2}$	$\sigma_{a3}$	$\sigma_{a4}$	$\sigma_{a5}$	$\sigma_{a6}$	$\sigma_{a7}$	$\sigma_{a8}$	$\sigma_{a9}$
<b>Velikost amplitudy MPa</b>	86,48	91,89	97,29	102,7	108,1	113,51	129,72	145,94	151,34
<b>Výskyt</b>	2	2	1	1	5	1	3	1	1

Výpočet počtu cyklů a stupně poškození D jsem provedl dle stejného postupu, jako v kapitole 7, výsledky jsou uvedeny v tab. 9.2

Tab. 9.2 - Přehled výsledků počtů cyklů a stupňů poškození pro příslušnou amplitudu

	počet cyklů $N$	stupeň poškození $D$
$\sigma_{a1}$	1983401	1,008E-06
$\sigma_{a2}$	1556305	1,285E-06
$\sigma_{a3}$	1238227	8,076E-07
$\sigma_{a4}$	997415,3	1,003E-06
$\sigma_{a5}$	812401	6,155E-06
$\sigma_{a6}$	668364,3	1,496E-06
$\sigma_{a7}$	391782,9	7,657E-06
$\sigma_{a8}$	244588,1	4,089E-06
$\sigma_{a9}$	211474,6	4,729E-06

Celková životnost

$$\frac{1}{\sum D_i} = \frac{1}{2,8229 \cdot 10^{-5}} = 35424,62$$

po přepočtení

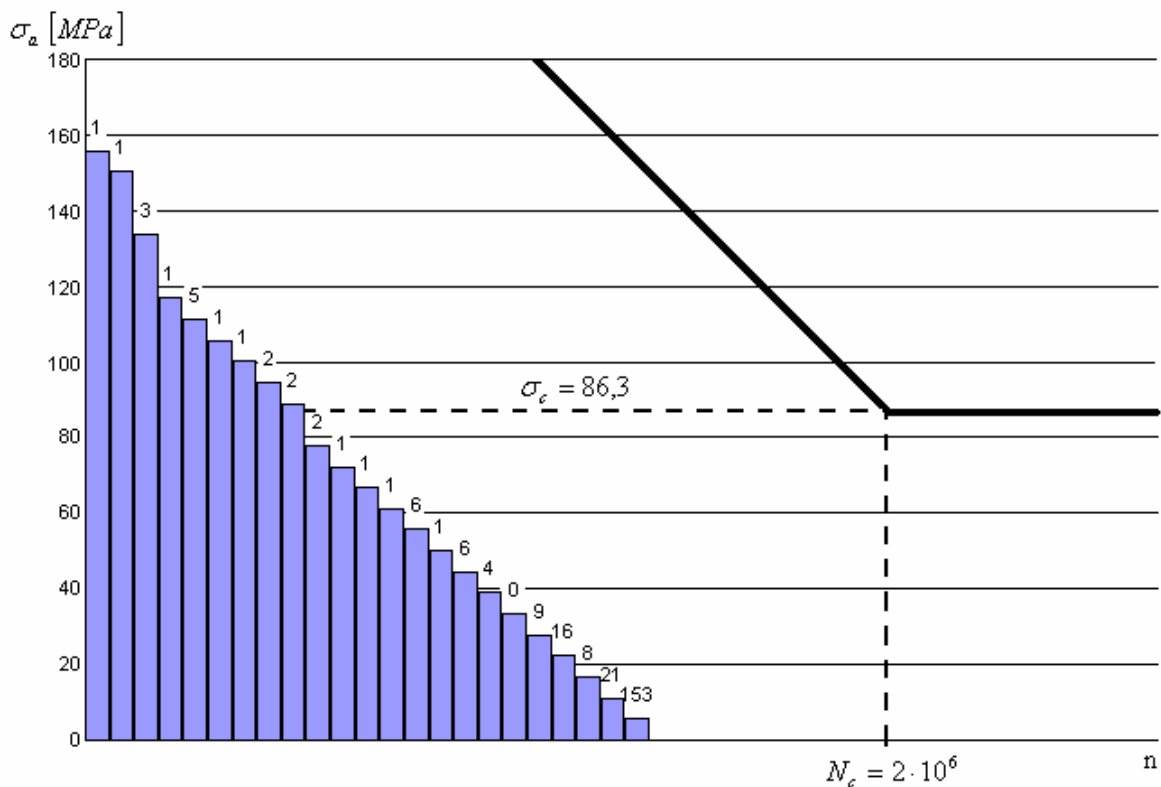
$$35424,62 \cdot 0,76 = 26922,71 \text{ km}$$

Životnost ramene řízení je skoro o 6500 km vyšší, než životnost rámu motokáry. Tento výsledek, vzhledem k zadání diplomové práce, která nepředepisuje min. životnost, můžu považovat za uspokujícím.

## 9.1 Dynamická kontrola tyče řízení

Jelikož mez únavy  $\sigma_{c1}$  pro materiál 15 230 již znám, můžu tedy přistoupit přímo k výpočtu.

## Výsledek schematizace



Obr. 9.1 - Wöhlerova křivka materiálu tyče řízení včetně naměřených amplitud napětí

## Stanovení stupně poškození

Průběh výpočtu je naprosto totožný s předešlým výpočtem kontroly ramene, proto zde uvedu pouze výsledky.

Tab. 9.1 - Velikosti amplitud s počtem výskytu

	$\sigma_{a1}$	$\sigma_{a2}$	$\sigma_{a3}$	$\sigma_{a4}$	$\sigma_{a5}$	$\sigma_{a6}$	$\sigma_{a7}$	$\sigma_{a8}$	$\sigma_{a9}$
<b>Velikost amplitudy MPa</b>	89,01	94,57	100,13	105,7	111,26	116,82	133,51	150,2	155,76
<b>Výskyt</b>	2	2	1	1	5	1	3	1	1

Tab. 9.2 - Přehled výsledků počtů cyklů a stupňů poškození pro příslušnou amplitudu

	počet cyklů $N$	stupeň poškození $D$
$\sigma_{a1}$	1767672	1,13143E-06
$\sigma_{a2}$	1387030	1,44193E-06
$\sigma_{a3}$	1103549	9,06167E-07
$\sigma_{a4}$	888929,2	1,12495E-06
$\sigma_{a5}$	724038,4	6,90571E-06
$\sigma_{a6}$	595668,2	1,67879E-06
$\sigma_{a7}$	349169,8	8,59181E-06
$\sigma_{a8}$	217985	4,58747E-06
$\sigma_{a9}$	188473,1	5,3058E-06

Celková životnost

$$\frac{1}{\sum D_i} = \frac{1}{3,1674 \cdot 10^{-5}} = 31571,58$$

po přepočtení

$$31571,58 \cdot 0,76 = 23994,4[km]$$

Životnost je opět vyšší, než-li je životnost rámu motokáry. Můžeme tedy opět předpokládat, že výsledek je vyhovující.

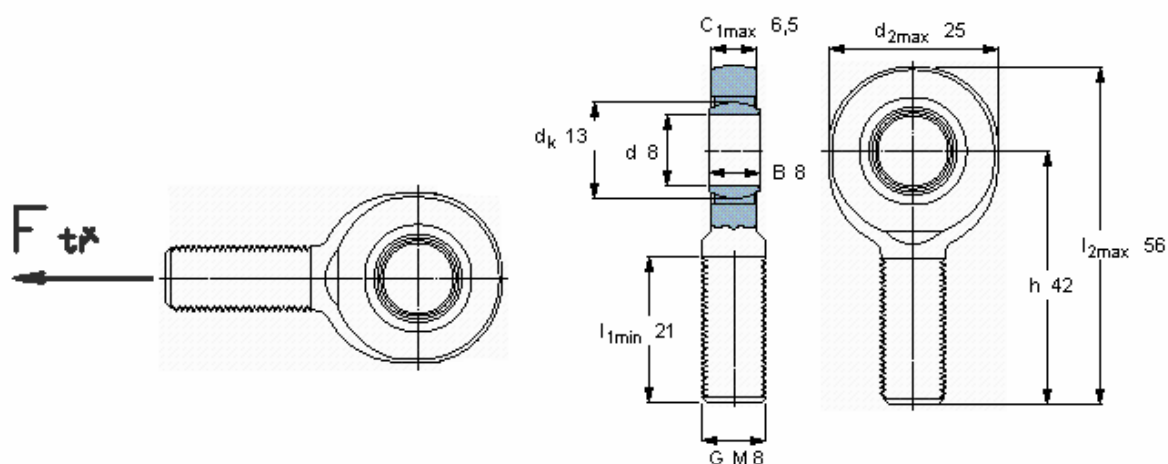
## 9.2. Dynamická kontrola táhla řízení

Velikost napětí se pohybuje v oblasti trvalé meze pevnosti, nebudu ji tedy počítat.

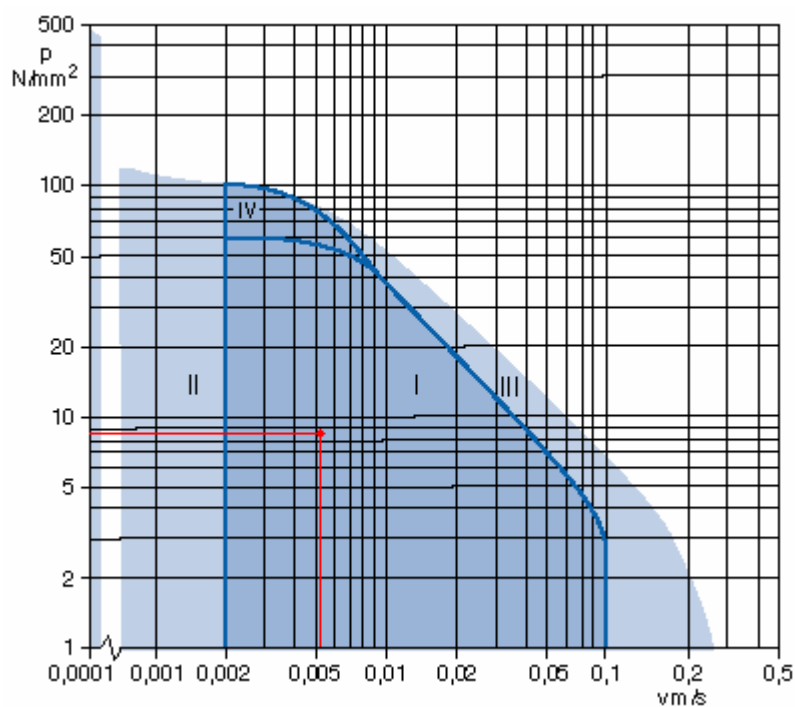


## 10. KONTROLA KLOUBOVÉ HLAVICE

Pro kontrolu kloubové hlavice jsem použil výpočetního programu SKF [16]. Jako zatížení byla zadána radiální síla  $F_{tr}$ , která působí v táhle, úhel vychýlení byl zvolen  $10^\circ$  na jednu stranu, teplota prostředí  $22^\circ$ . Na obr. 10.2. je vyznačen výsledek, který nám dokazuje, že kloubová hlavice snese zatížení od nadefinované síly



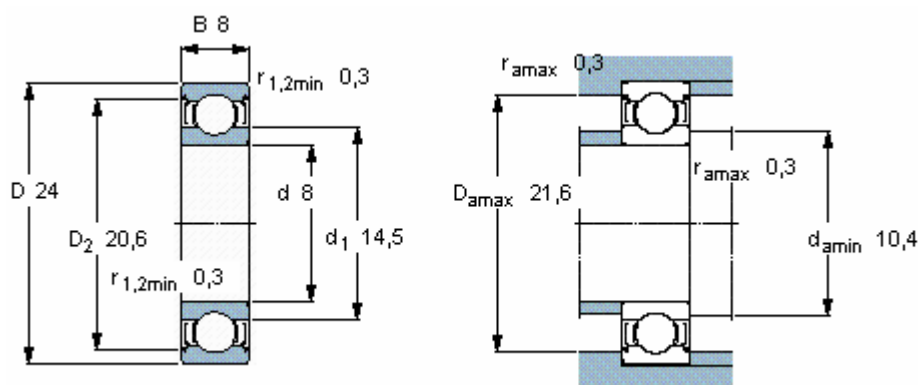
Obr. 10.1 - Parametry kloubové hlavice



Obr. 10.2 - Kontrola kloubové hlavice

## 11. KONTROLA LOŽISEK V RAMENI

Pro kontrolu kuličkových ložisek, která jsou uložena v rameni řízení, bylo opět využito programu SKF [16]. Dosazoval jsem známé hodnoty radiálních a axiálních sil, které v rameni působí. Neboť jsou v každém rameni uložena dvě kuličková ložiska, hodnoty sil jsem dosadil poloviční. Výsledky jsou vyobrazeny na obr. 11.2.



Obr. 11.1 - Rozměry kuličkového ložiska

Bearing	628-2Z
d, mm	8
D, mm	24
C, kN	3.9
$P_u$ , kN	0.071
$P$ , kN	0.687
n, r/min	50
$v$ , mm <sup>2</sup> /s	100
	<button>Calculate</button>
$\kappa$	0.246
$v_1$	406
$a_{SKF}$	0.185
$L_{10}$	180
$L_{10h}$	61000
$L_{10m}$	34
$L_{10mh}$	11300

Obr. 11.2 - Výsledné hodnoty životnosti kuličkového ložiska

Životnost ložisek 11300 *hod* nám představuje přibližně dobu 7 let provozu motokáry. Z tohoto důvodu můžu pokládat výsledek za korektní.

## 12. ZÁVĚR

Z průzkumu stávajících typů konstrukce motokár, které se v současnosti vyrábějí, jsme po společné dohodě s kolegy Bc. Šatným Janem a Ondřejem Drozdem dospěli k závěru a rozhodnutí pro volbu silničního typu motokáry.

Při výpočtu teoretických silových účinků na rám a řízení motokáry jsem uvažoval s odstředivou a gravitační silou. Výsledné reakce mi posloužily k porovnání korektnosti teoretického výpočtu se skutečným zatížením.

Abych mohl zjistit skutečné zatížení motokáry bylo nezbytné si vypůjčit motokáru od firmy MZ-Kart. Pro zjištění skutečných průběhů napětí, poměrných prodloužení, bylo využito tenzometrie. Tenzometry byly aplikovány na motokáru a odzkoušena jejich funkčnost. Samotné měření probíhalo na závodním okruhu, v kryté hale firmy MZ-Kart, v Havířově. Výsledky měření byly použity pro zjištění skutečných působících sil na motokáru během jízdy, v místě kontaktu kola s vozovkou.

Pro pevnostní kontrolu rámu i řízení motokáry jsem použil výpočetní software ANSYS Workbench. Při statické kontrole jednotlivých částí mi vycházely bezpečnosti velice dobře, nejnižší zjištěná bezpečnost byla u ramene řízení, a to 3,55. Dynamickou kontrolou rámu motokáry a prvků řízení, jsem zjistil, že motokára ujede cca 20600km do prvních příznaků poruchy. Ty by se nejprve měly začít objevovat na rámu motokáry a posléze, cca po dalších 3000km na prvcích řízení. Životnost ložisek v rameni řízení mi vyšla přibližně 7 let provozu.

Při výsledcích statické kontroly původního rámu mi kritické místo vycházelo na zahnuté trubce, v zadní části motokáry, v místě uložení sedadla. Tento nedostatek se mi podařilo vyřešit přidáním trubky, která vede kolmo od podélné trubky rámu, přímo do zmiňovaného záhybu. Touto úpravou jsem hodnotu napětí snížil o cca 50%. Jiné konstrukční úpravu řešeny nebyly.

### 13. POUŽITÁ LITERATURA

- [1] DEJL, Z.; *Konstrukce strojů a zařízení*, OSTRAVA: Montanex, a.s., 2000, ISBN 80-7225-018-3
- [2] FOLTA , Z.; ZÁKLADNÍ PRINCIPY ODPOROVÉ TENZOMETRIE. *ODPOROVÁ TENZOMETRIE* [online]. 2009 [cit. 2009-05-22], s. 10-14. Dostupný z www: <http://www.347.vsb.cz/staff/folta>
- [3] MORAVEC, V.; PIŠTÁČEK, D.; *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*, OSTRAVA: VŠB-TUO, 2007, ISBN 978-80-248-0980-9
- [4] PETRUŽELKA, J.: *Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z www: <URL:<http://www.345.vsb.cz/jiripetruselka/Texty/Jak%20psat.pdf>>.
- [5] VÁVRA, P.; ŘASA, J.; LEINVEBER, J.; *Strojnické tabulky*, Scientia, Praha 1999, ISBN 80-7183-164-6
- [6] VLK, F.; *Podvozky motorových vozidel*, BRNO 2006, ISBN 80-239-6464-X
- [7] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [8] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [9] *Made in China* [online]. 2008 [cit. 2009-05-22]. Dostupný z WWW: <[www.made-in-china.com](http://www.made-in-china.com)>
- [10] *Flickr* [online]. 2007 [cit. 2009-05-22]. Dostupný z WWW: <[www.flickr.com](http://www.flickr.com)>
- [11] *Overstock* [online]. 2003 [cit. 2009-05-22]. Dostupný z WWW: <<http://www.overstock.com>>
- [12] DASSAULT SYSTEMES, Catia V5, verze 5.17., 1994-2006
- [13] AUTODESK, Autodesk Inventor Professional 2008, verze Build: 254, 1996-2007
- [14] AUTODESK, AutoCAD 2005, verze N.63.15, 1982-2004
- [15] ANSYS Workbench<sup>TM</sup> 11.0 SP1, verze 10.8.0.7, 2007
- [16] SKF Interactive Engineering Catalogue, verze EVOL no3 p24, 2004
- [17] WEISANG, FlexPro, verze 7. 0. 14, 1991-2005

## 14. PŘÍLOHY

- 1) Výkres sestavy: MOTOKÁRA, označení: SAT-S
- 2) Výkres podsestavy: TYČ ŘÍZENÍ, označení: SAT039-01
- 3) Výrobní výkres: ČEP, označení: SAT039-02
- 4) Výrobní výkres: PODLOŽKA, označení: SAT039-03
- 5) Výrobní výkres: PŘÍLOŽKA, označení: SAT039-04
- 6) Výrobní výkres: TYČ, označení: SAT039-05